



HYDRAULIPRÄSSIN MODERNISOINTI

Tuomas Karttunen

Opinnäytetyö
Joulukuu 2011
Kone- ja tuotantotekniikka
Tuotekehitys
Tampereen ammattikorkeakoulu

TAMPEREEN AMMATTIKORKEAKOULU

Tampere University of Applied Sciences

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Tuotekehitys

Työn tekijä: Tuomas Karttunen
Työn nimi: Hydraulipressin modernisointi
Sivumäärä: Opinnäytetyö 45 s., liitteet 4 s.
Valmistumisaika: Joulukuu 2011
Työn ohjaaja: Marko Mäkilouko
Työn tilaaja: Parma Oy, Kangasala
Valvoja: Jyri Vahvelainen

Tässä opinnäytetyössä suunniteltiin modernisointi vanhalle hydrauliprässille. Uudistettua laitetta vertailtiin kahteen markkinoilla olevaan vastaavaan koneeseen. Työn tarkoituksena oli selvittää prässin modernisoinnin kannattavuus verrattuna näihin vertailukohteisiin.

Teoriaosiossa tutustuttiin hydraulikomponentteihin ja niiden toimintaan. Myös koneturvallisuus säädöksiin tutustuttiin.

Työn tuloksena saatiin prässille hydrauliiikka- ja ohjaus kaavio, sekä melko tarkka hinta-arvio järjestelmälle. Projekti todettiin kannattamattomaksi lähinnä koneturvallisuussäädösten vaatimuksista johtuvan työmäärän takia.

ABSTRACT

Tampere University of Applied Sciences
Degree Programme in Mechanical Engineering
Option of Product Development

Writer: Tuomas Karttunen
Thesis: Modernization of a Hydraulic Press
Pages: thesis 45 pages, appendices 4 pages
Graduation time: December 2011
Thesis supervisor: Marko Mäkilouko
Co-operating Company: Parma Oy, Kangasala
Supervisor: Jyri Vahvelainen

The purpose of this thesis was to design a modernization to an old hydraulic press and to determine if the modernization is an economical option compared to purchasing a new equivalent device.

The theoretical section covers different hydraulic components and their actions. Also, safety regulations which need to be taken into account while designing and manufacturing of machinery are covered.

As a result of this study hydraulic and control diagram were drafted. An accurate price estimate was also made.

The conclusion was that although designing and manufacturing of hydraulic press is quite economical and simple. However, the machine safety rules and regulations causes so much work in form of documentation and testing that it is a more viable option to purchase a completely new machine.

Keywords: Thesis, Hydraulics, Modernization

SISÄLLYS

1 JOHDANTO	6
1.1 Hydraulikkau kuvaus	7
1.2 Hydraulijärjestelmien edut ja haitat	7
2 HYDRAULIJÄRJESTELMIEN KOMPONENTIT	8
2.1 Hydraulipumput	8
2.1.1 Hammaspyöräpumput	8
2.1.2 Siipipumput	10
2.1.3 Ruuvipumput	12
2.1.4 Mäntäpumput	13
2.2 Hydrauliset toimilaitteet	15
2.2.1 Sylinterit	15
2.2.2 Hydraulimoottorit	16
2.3 Ohjaus- ja säätölaitteet	17
2.3.1 Paineventtiilit	18
2.3.2 Virtaventtiilit	18
2.3.3 Suuntaventtiilit	19
2.3.4 Varsinaiset suuntaventtiilit	20
2.4 Putkistot ja huoltolaitteet	22
2.4.1 Paineakut	22
2.4.2 Suodattimet	23
2.4.3 Lämmönsiirtimet	25
2.4.4 Säiliö	26
2.4.5 Putket ja letkut	27
3 KONETURVALLISUUS	28
3.1 Koneilta vaadittava dokumentaatio	29
3.2 Tarkastukset	30

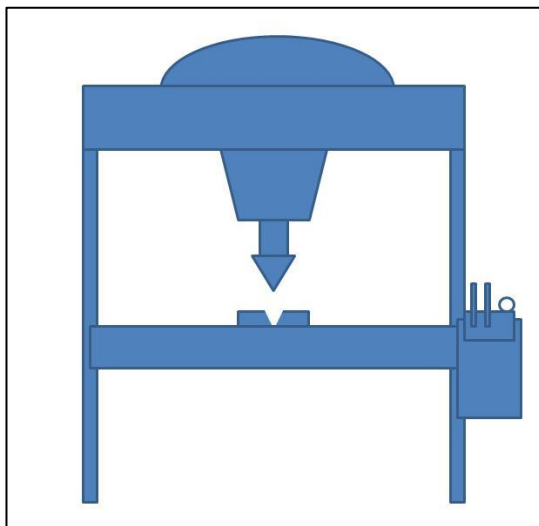
4 LAITTEISTON SUUNNITTELU	30
4.1 Kaavat ja laskenta	35
4.2 Komponenttien valinta	38
4.3 Vertailu vastaaviin laitteisiin.....	41
5 YHTEENVETO	43
LÄHTEET.....	45
LIITTEET	46

1 JOHDANTO

Työn tavoitteena oli suunnitella noin 50 vuotta vanhalle manuaaliselle hydrauliprässille modernisointi helpottamaan työskentelyä laitteella etenkin tapauksissa, joissa joudutaan tekemään jopa kymmeniä toistoja. Selvitettävänä oli mahdollisen modernisoinnin kustannukset ja verrata näitä vastaavanlaisen uuden prässin hankintaan.

Työssä lisäksi esitellään lyhyesti hydraulijärjestelmien eri komponentit, sekä niiden toiminta. Lisäksi käsitellään lyhyesti koneturvallisuutta säädöksiä ja niiden soveltamista.

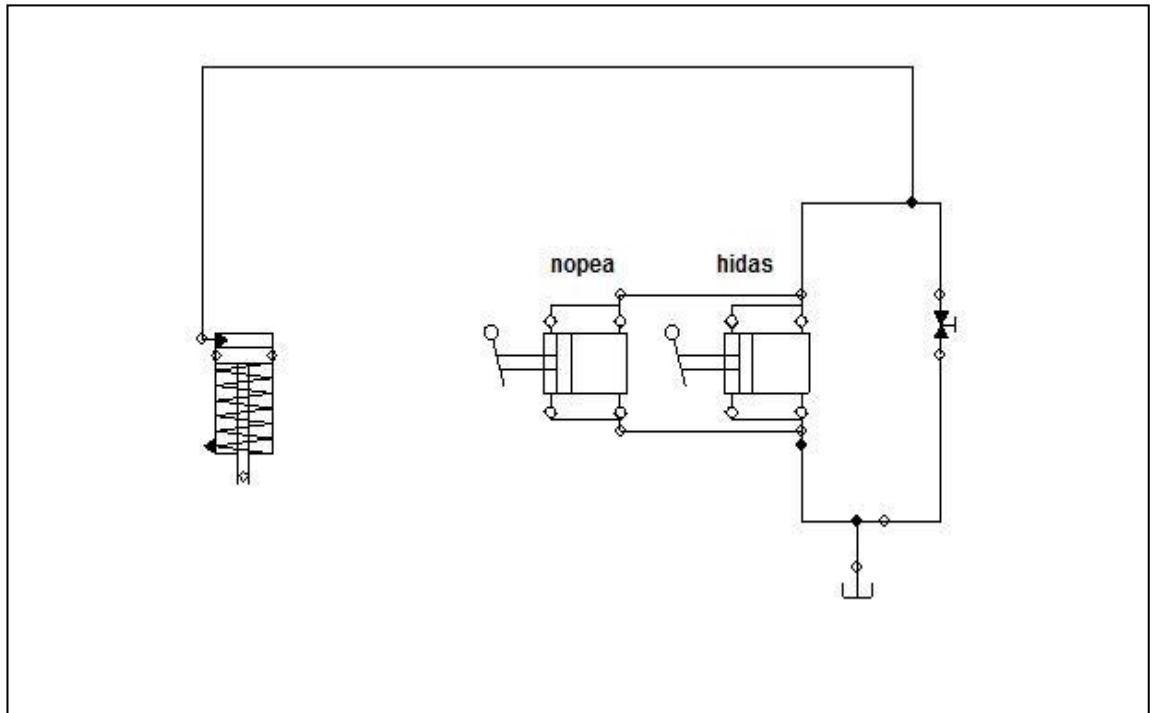
Modernisoitavana olevä hydrauliprässi (kuva 1) on suurella yksitoimisella sylinterillä varustettu kone. Prässiä käytetään erilaisten kulmarautojen taivutteluun sekä vaihtelevien muiden metalliosien muokkaukseen haluttuun muotoon. Prässissä on erilaisilla aluspaloilla muokattavissa oleva työalusta, jonka korkeus on säädettävissä ja irrotettava taivutuskärki.



Kuva 1. Hahmotelma muokattavasta hydrauliprässistä

Prässissä on kaksi manuaalista, eri tilavuusvirran tuottavaa manuaalipumppua. Näin saadaan tuotettua sylinterille nopea, mutta voimaltaan heikompi liike ja hidas, mutta voimaltaan suuri liike. Prässillä voidaan tuottaa maksimissaan noin

400-500 kilonewtonin voima. Alkuperäisen prässin hydraulikaavio on esitetty kuvassa 2.



Kuva 2. Alkuperäisen prässin hydraulikkakaavio

1.1 Hydraulikan kuvaus

Hydrauliikalla tarkoitetaan tehonsiirtoa nesteen välityksellä. Hydrauliset tehonsiirtojärjestelmät muuttavat mekaanisesti energian hydrauliseksi tehoksi. Mekaaninen teho siirtyy hydrauliseksi paineeksi ja tilavuusvirraksi. Mekaaninen energia tuotetaan useimmiten sähkö- tai polttomoottorilla. Työkohteen toimilaitteet, kuten esimerkiksi hydraulimoottorit ja sylinterit, muuttavat energian takaisin mekaaniseksi energiaksi (Keinänen & Kärkkäinen 2005, 170).

1.2 Hydraulijärjestelmien edut ja haitat

Hydraulijärjestelmät ovat hyvä valinta erilaisiin koneisiin ja automaatiojärjestelmiin, koska näillä saadaan helposti aikaiseksi suuria voimia ja momenteja. Voimien ja momenttien muuttaminen onnistuu helposti erilaisilla venttiileillä. Pyörivät ja lineaariset liikkeet on myöskin helppo toteuttaa. Etuihin

on luettava myös hydraulikomponenttien laaja standardisointi sekä hyvä teho-paino suhde.

Hydraulijärjestelmien huonoja puolia ovat toisaalta komponenttien tarkat toleranssivaatimukset, tehohäviöt suurilla siirtomatkoilla.

Hydrauliikkajärjestelmissä esiintyy aina myös jonkinverran vuotoja.

Komponenttien valmistustarkkuudesta johtuen hydraulijärjestelmiltä vaaditaan korkeaa puhtautta (Keinänen ym. 2005, 171).

2 HYDRAULIJÄRJESTELMIEN KOMPONENTIT

Seuraavassa on esitelty lyhyesti useimmiten hydrauliikassa käytettävät komponentit ja niiden toiminta. Liitteessä yksi on esitetty näiden piirrosmerkit.

2.1 Hydraulipumput

Hydrauliikassa käytettävät pumpput toimivat yleensä syrjäytysperiaatteella ja ne tuottavat tilavuusvirtaa. Pumpussa sen akselille tuotu mekaaninen energia muuttuu hydrauliseksi energiaksi. Pumpun tuottama tilavuusvirta aiheuttaa järjestelmään paineen, kun virran kulkua vastustetaan esimerkiksi sylinterin liikuttaman kuorman avulla (Keinänen ym. 2005, 189–190). Eri pumpputyypit on esitelty seuraavana.

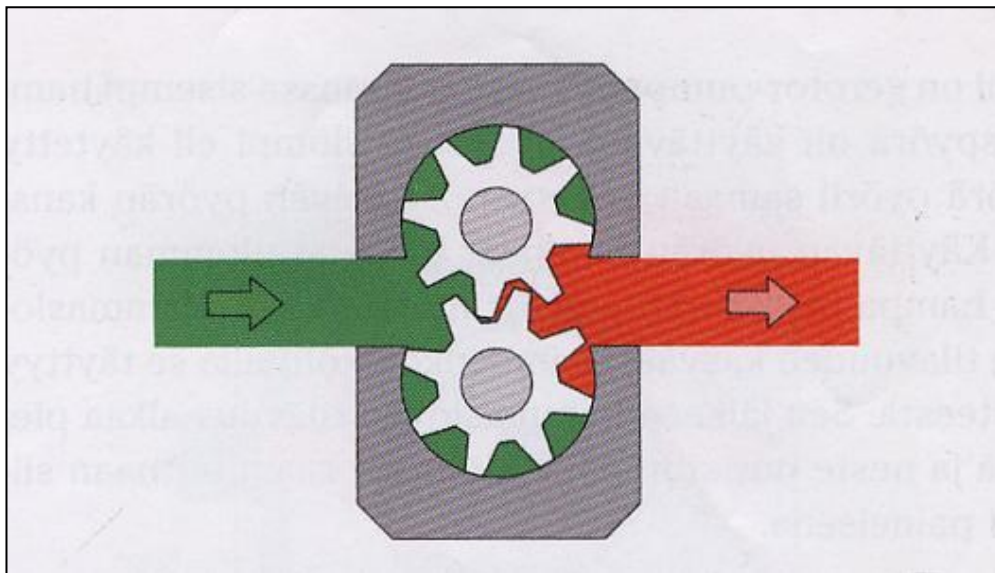
2.1.1 Hammaspyöräpumput

Hammaspyöräpumput voidaan jakaa rakenteensa mukaan ulkoryntöisiin sekä sisäryntöisiin pumppuihin. Nimitykset tulevat hammaspyörien keskinäisen sijainnin mukaan.

Hammaspyöräpumpun tuottama tilavuusvirta ei ole tasaista ja tämän takia on kehitetty erilaisia hammaspyöräratkaisuja virran tasaamiseksi. Esimerkiksi suurempi hammaspyörän hammasluku tai hammaspyörien vinotut hampaat

tasaavat tilavuusvirtaa. Kuitenkin nämä aina lisäävät pumpun valmistuskustannuksia.

Useimmin käytetty hammaspyöräpumppu on kaksipyöräinen ulkoryntöinen pumppu, jossa käyttävä pyörä on kytketty käyttävän moottorin akselille ja toinen pyörii vapaasti edellisen pyörittämänä. Hammaspyörien ryntökohdan jälkeen hammaslovién välinen tilavuus kasvaa ja täyttyy nesteellä. Hydraulineneste siirtyy ulkokehällä hammasloviissa painepuolelle ja ryntökohtaa lähestyessään pienenee tilavuus jolloin neste siirtyy painekanavaan. Kuvassa 3 on esitetty hammaspyöräpumpun toimintaperiaate.

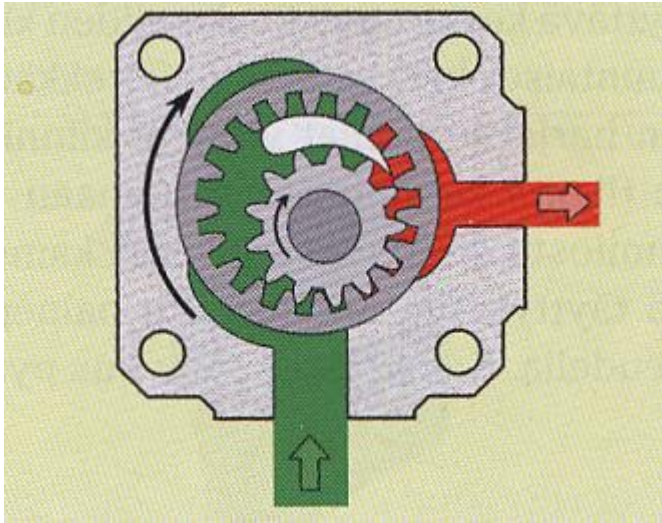


Kuva 3. Hammaspyöräpumpun toimintaperiaate (Keinänen ym. 2005, 191)

Ulkoryntöisten pumppujen hyötysuhde voi olla 0,9-0,93 ja pyörimisnopeudet 500 - 5000 rpm. Saavutettava paine voi olla jopa 23 Mpa. Hyvän hyötysuhteensa, laajan painealueensa sekä halpuutensa ulkoryntöiset pumput ovat erittäin käytettyjä teollisuudessa sekä liikkuvassa kalustossa.

Sisäryntöisessä hammaspyöräpumppussa on ulkopuolelta hammastettu pyörä, joka on kytketty pumppua pyörittävän moottorin akseliin. Ulkokehällä on sisäpuolelta hammastettu pyörä, jota sisempi käyttävä hammaspyörä pyörittää. Ryntökohdan jälkeen hammasvälien tilavuus kasvaa luoden alipaineen, joka imee nesteen säiliöstä pumppuun. Pumppussa hydraulineneste siirtyy imukammioista painekammioon, jossa hammaspyörien lähestyessä toisiaan öljy

puristuu pumpun paineliitännään. Kuvassa 4 on esitetty sisäryntöisen hammaspyöräpumpun toimintaperiaate.

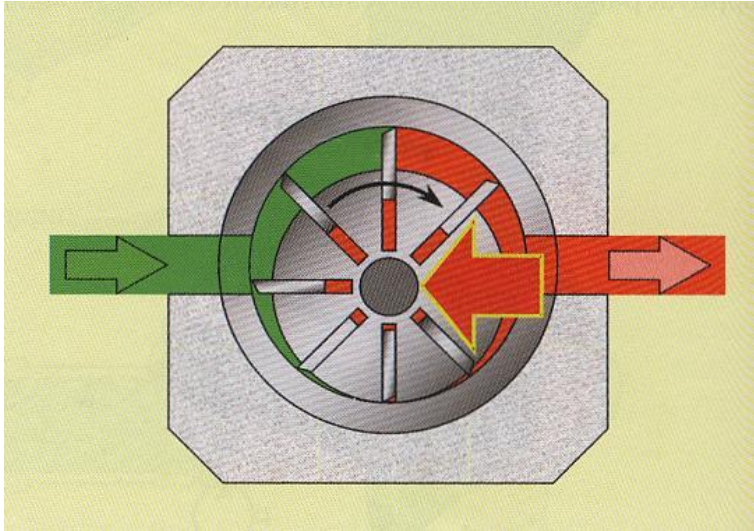


Kuva 4. Sisäruntöisen pumpun toimintaperiaate (Keinänen ym. 2005, 191)

Sisäryntöisellä pumpulla saatu tilavuusvirta on tasaisempaa ulkoryntöisiin verrattuna. Melutaso on myös alhaisempi. Näiden pumppujen pyörimisnopeus on noin 500-4000 rpm ja korkeimmat käyttöpaineet 10-14 Mpa, hyötysuhteen ollessa noin 0,93 (Keinänen ym. 2005, 191–192).

2.1.2 Siipipumput

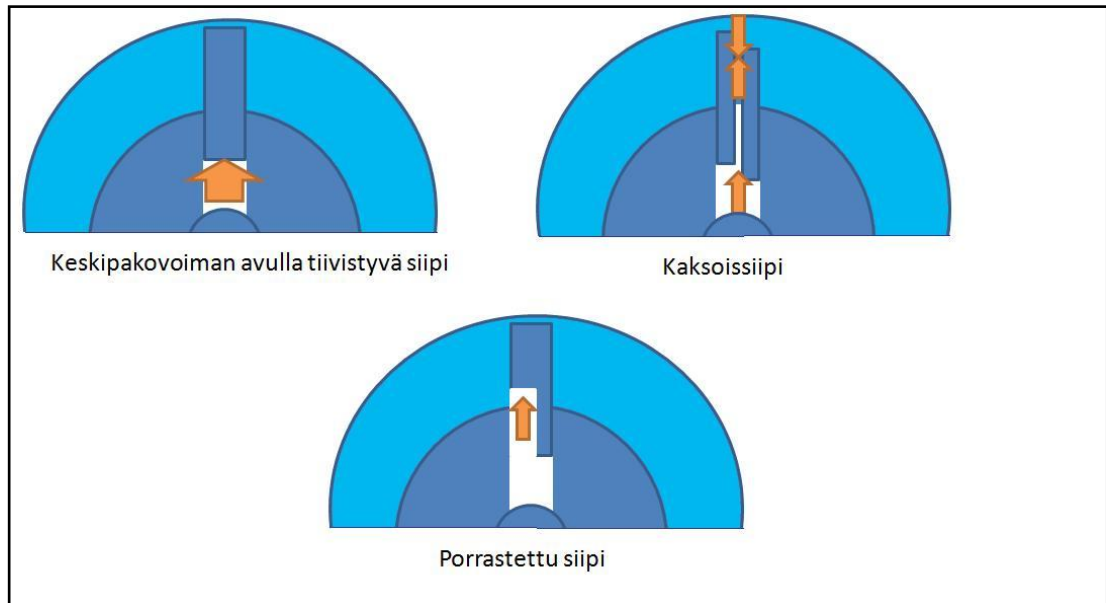
Siipipumput voidaan jakaa pumppuihin, joissa siivet pyörivät roottorin mukana, sekä pumppuihin joissa siivet ovat staattorissa. Siipipumput voivat olla joko vakio- tai säätötilavuuspumppuja. Hydraulineneste siirtyy imupuolelta painepuolelle pumpun kammiossa siipien ja kammion seinämien välissä. Roottoriin sijoitetut siivet liikkuvat, jolloin ne roottorin pyöriessä painuvat pumpun kiinteää pesää vasten. Roottorin ja kammion olessa epäkeskeskisiä, siipien välinen tilavuus muuttuu roottorin pyöriessä, aiheuttaen imupuolella imuvaikutuksen ja neste siirtyy paineisena painepuolelle. Kuvassa 5 on esitetty siipipumpun toimintaperiaate.



Kuva 5. Siipipumpun toimintaperiaate (Keinänen ym. 2005, 192)

Yksikammioiset siipipumput ovat yleensä säätötilavuuspumppuja, jossa kiinteän roottorin ja kammion välistä tilavuutta säädetään pumppukammion paikkaa muuttamalla. Monikammioiset siipipumput ovat vakiotilavuuksisia, koska niiden pumppupesän epäkeskisyyttä ei voi säätää.

Siipipumpun siipien rakenteella on huomattava merkitys pumpun hyötysuhteeseen ja kestävyys. Siiven on tiivistettävä kammio akselin ja säteen suuntaisesti. Tiivistys säteen suuntaisesti saadaan aikaan pienipaineisissa pumpuissa keskipakoisvoiman avulla. Suuripaineisissa pumpuissa käytetään lisäksi jousia tai siiven alapuolelle vaikuttavaa öljynpainetta lisävoiman saamiseksi. Siipeä nostavan voiman ollessa liian suuri siipi ja pesä kuluvat liian nopeasti. Ongelmana on siiven paineen suuri vaihtelu pesää vasten imu- ja paine vaiheen välillä. Erilaisilla siipirakenteilla pyritään saamaan ulospäin vaikuttava voima sopivaksi. Kuvassa 6 on esitetty yleisesti käytettyjä siipirakenteita ja siipeen vaikuttavia voimia.

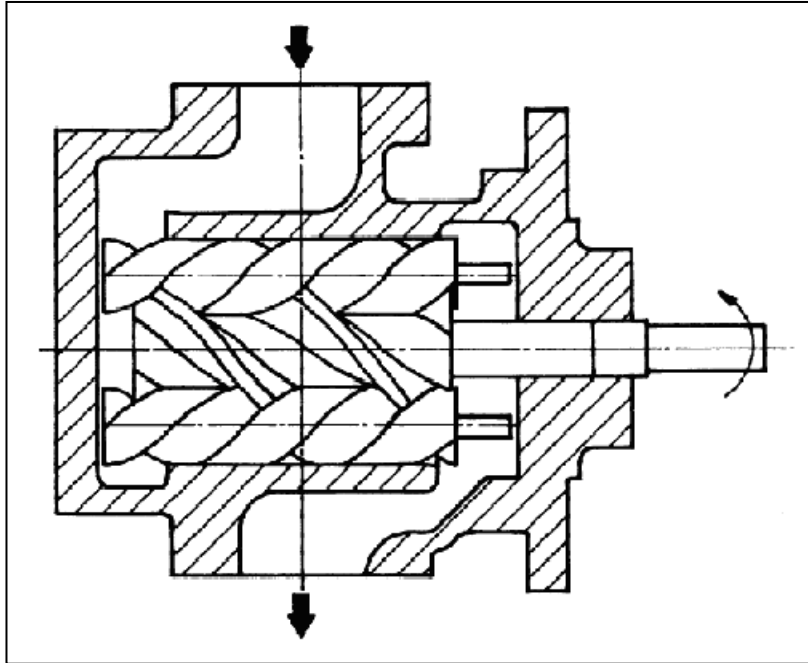


Kuva 6. Yleisiä siipipumppujen siipirakenteita.

Kaksoissiivessä järjestelmän paine pääsee siipien välissä olevan välin kautta ulkokehälle kumoten alapintaan vaikuttavaa voimaa. Porrastetussa siivessä pumpun paine vaikuttaa vain siivessä olevaan portaan pintaan. Hyötysuhde siipipumpuilla on noin 0,8-0,9 ja pyörimisnopeus vaihtelee välillä 600-2500 rpm. Painealue on 7-14 Mpa (Keinänen ym. 2005, 192–194).

2.1.3 Ruuvipumput

Ruuvipumput ovat vakiotilavuuspumppuja, jotka voivat olla rakenteeltaan yksi-, kaksi- tai kolmiruuvisia. Hydraulikan ruuvipumput ovat useimmiten kolmiruuvisia, joista keskimäinen ruuvi on käyttävä. Ruuvipumpussa hydraulineeste kulkee imupulelta painepuolelle ruuvien ja pumpun rungon välisissä kammioissa tasaisella nopeudella muodostaen tasaisen tilavuusvirran. Tasaisen tilavuusvirran ansiosta ruuvipumppuja voidaan käyttää suurilla pyörimisnopeuksilla. Imu- ja painepuolen ollessa eri päädyissä muodostuu ruuveihin suuri aksiaalinen voima. Kuvassa 7 on esitetty kolmiruuvinen hydraulipumppu.



Kuva 7. Kolmiruuvinen pumppu (wiki.metropolia. koneautomaatio, hydrauliiikkapumput)

Ruuvipumppujen painealue on noin 17-20 Mpa ja hyötysuhde melko huono sisäisten vuotojen takia (Keinänen ym. 2005, 192).

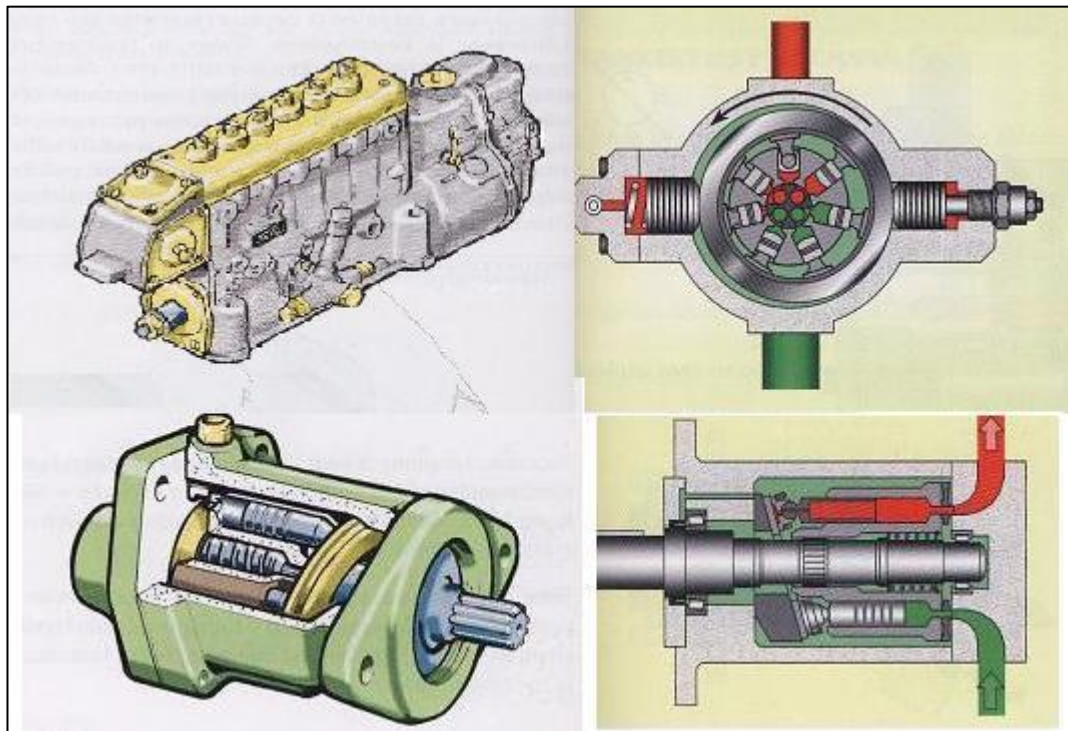
2.1.4 Mäntäpumput

Mäntäpumput voivat olla joko vakio- tai säätötilavuuspumppuja. Mäntäpumput luokitellaan mäntien sijoituksen perusteella kolmeen luokkaan:

- rivimäntäpumput
- säteismäntäpumput
- aksiaalimäntäpumput.

Hydrauliöljy siirtyy mäntäpumpuissa männän edestakaisen liikkeen avulla. Pumpuissa tarvitaan erillinen venttiilirakenne tilavuusvirran ohjaukseen imu- ja painejakson aikana. Imu- ja paineventtiileinä voidaan käyttää vastaventtiileitä, jolloin moottorin pyörimissuunta ei vaikuta pumppaustehoon. Vaihtoehtoisesti voidaan käyttää pumppua käyttävän moottorin pyörittämää jakolevyä, joka sulkee imu- ja painekanavat. Tällöin voidaan pumpun tuottama tilavuusvirta kääntää käyttömoottorin pyörimissuuntaa vaihtamalla. Mäntäpumpon

tilavuusvirta on voimakkaasti vaihtelevaa erillisten imu- ja painejaksojen takia. Lisäämällä mäntien lukumäärää ja asettamalla niiden työjaksot eriaikaiseksi saadaan tilavuusvirtaa tasattua. Yleensä käytetään paritonta mäntälukua tilavuusvirran vaihtelun pienentämiseksi. Tavallisimmat mäntäluvut ovat 3, 5, 7, 9 ja 11. Mäntäpumpuilla on pienet vuotohäviöt ja niillä saadaan aikaiseksi suuria paineita. Monimutkaisen rakenteensa vuoksi ne ovat kalliita. Kuvassa 8 on esitetty erilaisia mäntäpumpun tyyppejä (Keinänen ym. 2005, 194–196).



Kuva 8. Rivimäntäpumppu, säteismäntäpumppu, staattoriakselipumppu sekä aksiaalimäntäpumppu (Keinänen ym. 2005, 194–195, muokattu)

2.2 Hydrauliset toimilaitteet

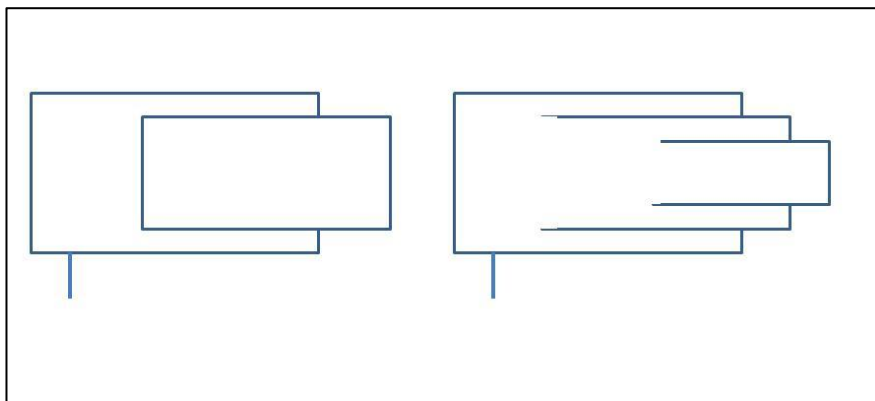
Hydraulisilla toimilaitteilla muunnetaan hydraulinen energia mekaaniseksi energiaksi. Suoraviivaista liikettä ja voimaa voidaan tuottaa hydraulisylintereillä ja pyörimisliikettä ja vääntömomenttia hydraulimoottoreilla (Keinänen ym. 2005, 255).

2.2.1 Sylinterit

Sylinterin muuttavat hydraulisen energian mekaaniseksi energiaksi. Sylinterit tuottavat edestakaista suoraviivaista liikettä. Sylinterit voidaan jakaa kolmeen luokkaan toimintansa perusteella:

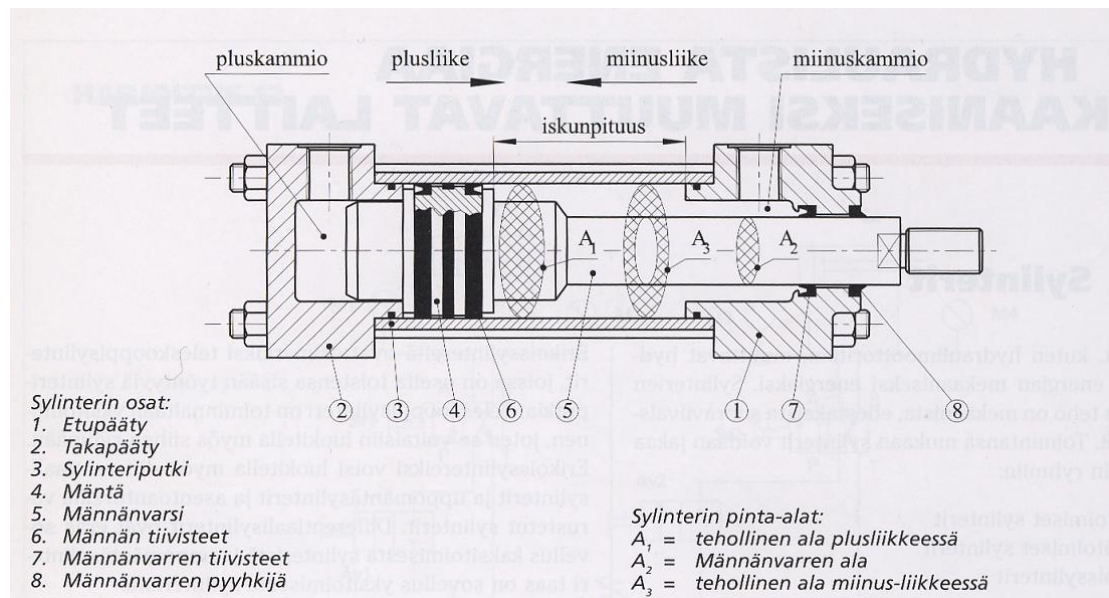
- yksitoimiset sylinterit
- kaksitoimiset sylinterit
- erikossylinterit.

Yksitoimiset sylinterit toimivat hydraulisesti vain yhteen suuntaan. Paluuliike tapahtuu joko jousella tai muulla ulkoisella voimalla. Kaksitoimisissa sylintereissä molemmat liikesuunnat tapahtuvat hydraulisesti ja työliike voi tällöin olla kaksisuuntainen. Erikoissylintereitä ovat esimerkiksi teleskooppisylinteri ja uppomäntäsylinteri, jotka on esitetty kuvassa 9. Molemmat voidaan luokitella myös yksitoimisiksi sylintereiksi.



Kuva 9. Uppomäntäsylinteri ja teleskooppisylinteri

Sylinterin pääosat ovat sylinteriputki, etu- ja takapääty, mäntä ja männänvarsi. Männässä, sekä männänvarren ja etupäädyn välissä, on tiivistet. Kuvassa 10 on esitetty kaksitoiminen sylinteri osaselityksineen.



Kuva 10. Kaksitoimisen sylinterin rakenne (Keinänen ym. 2005, 256)

Hydraulisyylinterien on oltava rakenteeltaan erittäin kestäviä, koska sylinterille tuodaan jopa 35 Mpa:n paineita. Myös kuorman kiihdytysten ja jarrutusten aiheuttamat voimat on otettava huomioon, sillä ne voivat nostaa paineen hetkellisesti vieläkin suuremmaksi (Keinänen ym. 2005, 255–256).

2.2.2 Hydraulimoottorit

Hydraulimoottorit muuttavat hydraulinesteen sisältämän hydraulisen energian mekaaniseksi energiaksi eli pyörimisliikkeeksi. Rakenteeltaan hydraulimoottorit muistuttavat erittäin paljon hydraulipumppuja, joten niiden läpikäynti on tiivis. Joitakin on jopa mahdollista käyttää molempina.

Moottorit voidaan jakaa pyörimisnopeutensa perusteella hidaskäynti- ja nopeakäyntimoottoreihin. Hidaskäyntimoottorit nimensä mukaisesti pyörivät hitaasti (1-50 rpm), mutta ne tuottavat hyvin pienillä kierrosnopeuksilla lähes

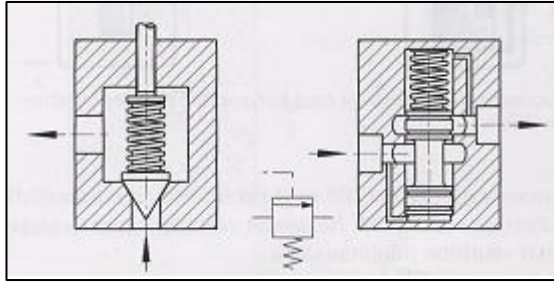
maksimivääntömomenttinsa. Nopeakäyntimoottorit pyörivät nopeasti (300-5000 rpm) ja tuottavat maksimivääntömomenttinsa nopeusalueensa yläpäässä. Lisäksi puhutaan keskinopeusalueen moottoreista (10-750 rpm), mutta jako ei ole täsmällinen useitten moottoreiden kattaessa usean nopeusalueen. Rakenteeltaan hydraulimoottorit voivat olla hammaspyörä-, siipi- tai mäntämoottoreita. Moottorit voivat olla joko vakio- tai säätötilavuuksisia. Moottoreiden nopeutta tulee pystyä säätämään ja säätämiseen käytetään vakiotilatilavuuksissa moottoreissa muuttamalla tilavuusvirtaa. Säätötilavuusmoottoreissa tilavuusvirta pysyy vakiona ja moottorin kierrostilavuutta muutetaan (Keinänen ym. 2005, 261–266).

2.3 Ohjaus- ja säätölaitteet

Hydraulijärjestelmissä tarvitaan erilaisia venttiileitä ohjaamaan ja säätämään järjestelmän toimintoja. Eri toimilaitteet järjestelmässä usein vaativat erisuuria paineita ja tilavuusvirtoja. Järjestelmä on myös suojattava ylipaineen aiheuttamalta rikkoutumiselta. Näiden toimimintojen toteuttamiseen käytettävät venttiilit voidaan jakaa seuraavasti:

- Paineventtiilit, joilla säädetään järjestelmän painetta
- Virtaventtiilit, joilla säädetään järjestelmän tilavuusvirtaa
- Suuntaventtiilit, joilla ohjataan tilavuusvirtaa järjestelmän eri osiin.

Karan rakenteen mukaan venttiilit voidaan jakaa Istukka- ja luistityyppisiin venttiileihin. Istukkaventtiilissä kara painuu istukkapintaa vasten, jolloin saadaan tiivis rakenne, haittana kuitenkin on suuret ohjausvoimat. Luistityyppisissä venttiileissä luisti liikkuu pesässä ja rakenne on hydraulisesti tasapainossa, joka johtaa pieniin ohjausvoimiin. Kuitenkin rakenteesta johtuen luistiventtiileissä on hieman sisäisiä vuotoja. Kuvassa 11 on esitetty Istukka- ja luistityyppinen venttiili (Keinänen ym. 2005, 222–223).



Kuva 11. Istukka- ja luistityyppinen paineventtiili (Keinänen ym. 2005, 223)

2.3.1 Paineventtiilit

Paineventtiileitä käytetään hydraulijärjestelmien paineensäätöön ja sen toiminnan ohjaamiseen. Painetta säätämällä toimilaitteiden voimat ja momentit muuttuvat. Toiminnan ohjaamisella voidaan tarkoittaa esimerkiksi pumpun säätöä vapaakierrolle tai toimilaitteiden liikejärjestyksen säätäminen.

Paineventtiilit voivat olla joko istukka tai luistityyppisiä. Istukkaventtiilien etuina ovat nopeatoimisuus ja vuodottomuus, kuitenkin ne ovat säädöltään luistityyppisiä venttiileitä epätarkempia. Luistiventtiileissä esiintyy aina hieman sisäisiä vuotoja, mutta etuina ovat tarkka paineen säätö ja vakaa toiminta.

Paineventtiilit voidaan jakaa kolmeen ryhmään toimintansa mukaan:

- Paineenrajoitusventtiilit, joita käytetään jokaisessa hydraulijärjestelmässä rajoittamaan paine tiettyyn maksimiarvoon
- Paineenalennusventtiilit, joita käytetään kun jossain hydraulijärjestelmän osassa tarvitaan alhaisempaa painetta, kuin muussa järjestelmässä
- Paineenohjausventtiilit, joita käytetään kun hydraulijärjestelmässä on useita toimilaitteita joiden liikkeiden tulee tapahtua tietyssä järjestyksessä. Toinen nimitys paineenohjausventtiileille on sekvenssiventtiili (Keinänen ym. 2005, 223–226).

2.3.2 Virtaventtiilit

Hydraulisissa järjestelmissä on usein tarpeen säätää tuotettua tilavuusvirtaa. Tilvuusvirtaa voidaan säätää kolmella tavalla:

- Pumpun tuottoa säädetään muuttamalla sitä pyörittävän moottorin nopeutta

- Pumpun tilavuusvirtaa muutetaan säätämällä sen kierrostilavuutta
- Käyttämällä vakio-tilavuuspumppua, mutta säädetään tilavuusvirtaa kuristamalla sitä virtaventtiilillä.

Moottorin pyörimisnopeutta tai pumpun kierrostilavuutta säätämällä saadaan tarkka säätö. Myös hyötysuhde on hyvä. Nämä tavat ovat kuitenkin kalliita toteuttaa, joten niiden käyttö rajoittuu suuriin ja tehokkaisiin järjestelmiin. Vakio-tilavuuspumppuja käyttäen ja virtaventtiileitä säätäen saadaan aikaan edullinen ja säätöominaisuuksiltaan riittävä järjestelmä. Virtaventtiilillä toteutettu säätö kuitenkin tapahtuu häviösäätönä, jossa käyttämätön osa tilavuusvirrasta ohjataan takaisin säiliöön.

Virtaventtiilit voidaan jakaa kolmeen ryhmään toimintansa mukaan:

- Virtavastusventtiilit, joiden tilavuusvirran säätö perustuu venttiilin virtauspoikkipinta-alan muuttamiseen
- Virransäätöventtiilit, joiden kuristuksen poikkipinta-alaa voidaan säätää
- Virranjakoventtiilit, jotka jakavat venttiilille tulevan virtauksen kahteen vakiosuhteeseen lähtövirtaukseen (Keinänen ym. 2005, 228–231).

2.3.3 Suuntaventtiilit

Suuntaventtiileillä ohjataan tilavuusvirta sinne, missä sitä kulloinkin tarvitaan.

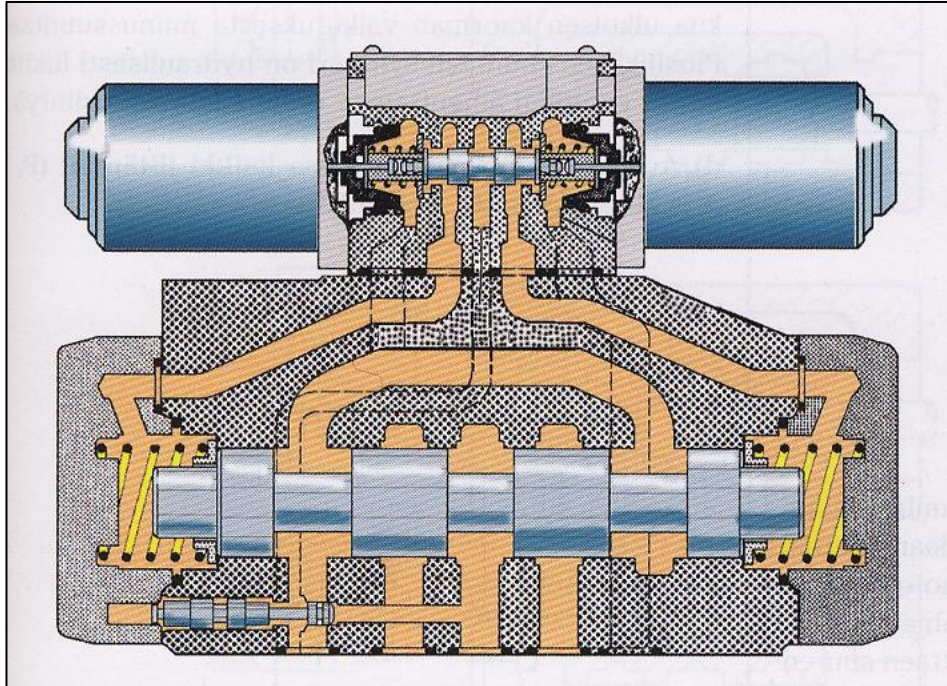
Suuntaventtiileitä on kolmea kolme tyyppiä:

- Sulkuventtiilit, joiden avulla voidaan sallia tai estää virtaus hydraulijärjestelmässä
- Vastaventtiilit, joita käytetään kun halutaan sallia virtaus vain toiseen suuntaan
- Varsinaiset suuntaventtiilit, joista enemmän seuraavassa kappaleessa (Keinänen ym. 2005, 232–233).

2.3.4 Varsinaiset suuntaventtiilit

Hydraulijärjestelmän toimilaitteiden, kuten sylintereiden ja hydraulimoottoreiden on toimittava eri suuntiin. Tällöin tarvitaan venttiili, jonka avulla tilavuusvirran suunta voidaan kääntää. Suunnanvaihtoa varten on kehitetty oma venttiiliryhmänsä, joilla suunnanvaihto on helppo toteuttaa. Puhuttaessa suuntaventtiileistä, tarkoitetaan yleensä juuri varsinaisia suuntaventtiileitä. Suuntaventtiileitä voidaan ohjata useilla tavoilla. Luistiventtiilit ovat rakenteeltaan sellaisia, että ne ovat hydraulisesti tasapainossa kun neste ei virtaa niiden lävitse. Tällöin venttiilin luisti on helposti liikuteltavissa. Virtauksen kulkiessa venttiilin läpi, aiheuttaa nesteen liike sen, että venttiili ei ole enään tasapainossa. Jos venttiiliin vaikuttavat voimat ovat suurempia kuin venttiiliä ohjaava voima, ei venttiilin toiminta pysy hallinnassa. Tämän takia valmistajan ilmoittamia virtausmääriä ei tule koskaan ylittää. Luistiventtiilien ohjaustavat ovat seuraavat:

- Käsin. Käsiohjaus on tuntumaltaan hyvä ohjaustapa, jolloin tilavuusvirran suurutta voidaan ohjata suunnan lisäksi. Käytössä liikkuvassa kalustossa kuten esimerkiksi kaivurit
- Mekaanisesti, jolloin ohjaus toistaa kytkennän toimilaitteen tietyssä asennossa. Paluuliike tai keskitys yleensä jousella
- Paineella, jolloin venttiilin kytkentä vaihtuu erillistä ohjausliitännän painetta lisäämällä tai vähentämällä. Paineohjatuissa voi olla lisäksi jousiohjaus, joka ohjauspaineen laskiessa riittävän pieneksi palauttaa venttiilin lepoasentoon
- Sähköisesti, jolloin venttiili vaihtaa asentoa, kun toinen ohjaavista sähkömagneeteista tulee jännitteiseksi. Jännitteen poistuessa kara jää paikoilleen ja se voidaan palauttaa keskiasentoon jousen tai vastakkaisen suunnan magneetin avulla. Kuvassa 12 on esitetty sähköisesti ohjattu 4/3 suuntaventtiili (Keinänen ym. 2005, 233–235).



Kuva 12. Sähköisesti esiohjattu 4/3 suuntaventtiili (Keinänen ym. 2005, 235)

2.4 Putkistot ja huoltolaitteet

2.4.1 Paineakut

Paineakut toimivat hydraulijärjestelmissä energiavarastoina. Hydraulinesteen ollessa käytännössä kokoonpuristumatonta on siihen itseensä mahdoton varastoida suuria energiamääriä. Energiaa voidaan varastoida seuraavilla tavoilla:

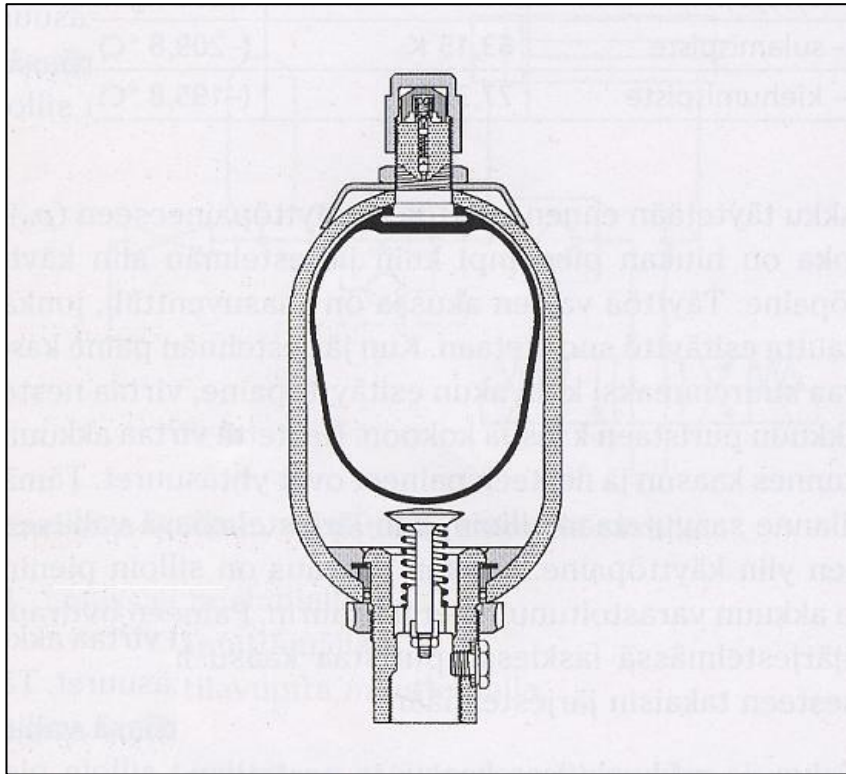
- massaa nostamalla
- jousta jännittämällä
- kaasun tilavuutta muuttamalla

Nykyisin käytössä on vain kaasun tilvuuden muutokseen perustuvia paineakkuja.

Paineakkujen toiminta perustuu siihen, että järjestelmän kaikissa työvaiheissa ei tarvita koko pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa. Yli jäävä virta johdetaan tällöin paineakkuun, josta se saadaan käyttöön tarvittaessa.

Kaasutäytteisissä paineakuissa on kaksi kammiota, joissa toisessa on kokoonpuristuva kaasu ja toisessa hydraulineste. Akun nestetilan täytyessä paineisella nesteellä, puristuu kaasu väliseinän toisellapulella kokoon. Paineen laskiessa kaasu työntää nesteen takaisin käytettäväksi. Useimmiten käytetty kaasu on typpi, joka soveltuu neutraalina kaasuna hyvin akkukäyttöön. Kammioita erottavavan väliseinän rakenteen mukaan akut jaetaan kalvo- , rakko-, ja mäntätyyppisiin paineakkuihin. Kalvo- ja rakkoakussa kaasu- ja nestetilaa erottaa joustava kalvo. Ne eroavat toisistaan siten, että kalvoakussa on akun sisäpintaan kiinnitetty kalvo joka jakaa sen kahteen osaan. Rakkoakuissa on taas kaasutäyteinen joustava rakko, joka on kaasuventtiiliin

kautta yhdistetty akun nestetilaan. Kuvassa 13 on esitetty rakkoakku.



Kuva 13. Rakkoakku (Keinänen ym. 2005, 200)

Mäntätyyppisissä akuissa kaasu- ja nestetilaa erottaa liikkuva mäntä. Kalvo- ja rakkoakkuihin verrattuna mäntäakkujen hyötysuhde on huonompi männän kitkan vuoksi.

Paineakkuja käytetään esimerkiksi tarvittaessa tilavuusvirtaan hetkellistä lisäystä tarvittaessa. Jos tarvitaan sylinterille hetkellinen pikaliike voidaan se toteuttaa helposti paineakun avulla. Toinen yleinen käyttötarkoitus on tilavuusvirran tasaaminen. Pumpulta tuleva virta on aina hieman epätasaista. Sijoittamalla pumpun jälkeen paineakku tasaantuu järjestelmän virta huomattavasti (Mäkinen 1978, 93–98; Keinänen ym. 2005, 198–201).

2.4.2 Suodattimet

Suodattimia käytetään poistamaan hydraulijärjestelmän öljyn epäpuhtauksia. Riittävällä suodatuksella saavutetaan järjestelmän häiriötön toiminta ja lisätään sen komponenttien kestoikää.

Suodattimet poistavat järjestelmässä olevia kiinteitä likapartikkeleita.

Nestemäisiä tai kaasumaisia epäpuhtauksia suodattimilla ei voi poistaa. Tärkein tapa poistaa kaasumaisia ja nestemäisiä epäpuhtauksia on säiliössä tapahtuva luonnollinen erottuminen. Öljyn ollessa riittävän kauan säiliössä, nousevat kaasut pintaan ja poistuvat järjestelmästä. Nestemäiset epäpuhtaudet taas nousevat pintaan tai laskeutuvat säiliön pohjalle nesteiden tiheyksien suhteesta riippuen.

Suodatustarkkuus on valittava tarkimman ja pienimmän välyksen omaavan komponentin mukaan. Taulukossa 1 on esitetty eräitä hydraulikomponenteille tyypillisiä välyksiä.

Taulukko 1. hydraulikomponenttien yleisiä välyksiä (Keinänen ym. 2005, 204, muokattu).

	vällys (µm)	
Siipipumput		
siiven kärki - kammion seinämä	0,5	- 5
siiven sivut - sivulevy	5	- 15
Hammaspyöräpumput		
Hampaan pää - pesä	2	- 100
hammaspyöriä - sivulevy	0,5	- 5
Luistiventtiilit		
Luisti - runko	5	- 25

Suodattimet jaetaan seuraavaan kuuteen tyyppiin:

-Huohotinsuodattimet suodattavat säiliöön virtaavan korvausilman.

Suodatustarkkuuden oltava sama kuin pääsuodattimella

-Täyttösuodattimella suodatetaan järjestelmään lisättävä öljy

-Imusuodattimet asennetaan pumpun imupuolelle. Ne suojaavat pumpua nesteessä olevilta epäpuhtauksilta

-Paluusuodattimet asennetaan järjestelmän paluulinjaan. Ne on mitoitettava järjestelmässä esiintyvän suurimman tilavuusvirran mukaan

-Painesuodattimet asennetaan pumpun painepuolelle, jossa ne suodattavat pumpulta lähtevää virtausta sujaten pumpun jälkeisiä komponentteja

-Sivuvirtaussuodattimet sijoitetaan omaan suodatuspiiriinnsä, jossa öljyä kierrätetään oman pumppunsa avulla (Keinänen ym. 2005, 203–205).

2.4.3 Lämmönsiirtimet

Hydraulijärjestelmissä syntyy aina lämpöä nesteen sisäisen kitkan ja virtausvastuksen takia. Myös virtausventtiilillä tilavuusvirtaa säädettyäessä syntyy ylimääräistä lämpöä. Öljyn kuumentessa liikaa käytön aikana, kasvavat komponenttien sisäiset vuodot ja hyötysuhde heikkenee. Nämä nopeuttavat öljyn kuumentumista ja järjestelmään saattaa aiheutua vaurioita.

Jos järjestelmä joudutaan käynnistämään kylmänä, voi hydrauliöljy öljy olla liian jäykkää ja aiheuttaakavitaatiota imuputkessa. Tällöin öljyä tulisi lämmittää ennen käynnistystä.

Ilmajäähdytystä käytetään silloin, kun veden saanti on vaikeaa. Esimerkiksi liikkuvassa kalustossa joudutaan käyttämään ilmajäähdytystä. Jäähdyttimet valmistetaan lämmönjohtavuudeltaan hyvistä materiaaleista. Jäähdyttimen jäähdytysneste johdetaan kennostoon, jonka läpi virtaa ilmaa puhaltimen avulla. Kuvassa 14 on esitetty ilmajäähdytin sähkömoottorisella puhaltimella.



Kuva 14. Ilmajäähdytin (Emmegi, tuote-esite, muokattu)

Vesijäädyttimessä vesi ohjataan lieriön muotoisen jäädyttimessä olevan putkiston läpi, missä se sitoo putkistoon öljystä johtuneen lämmön.

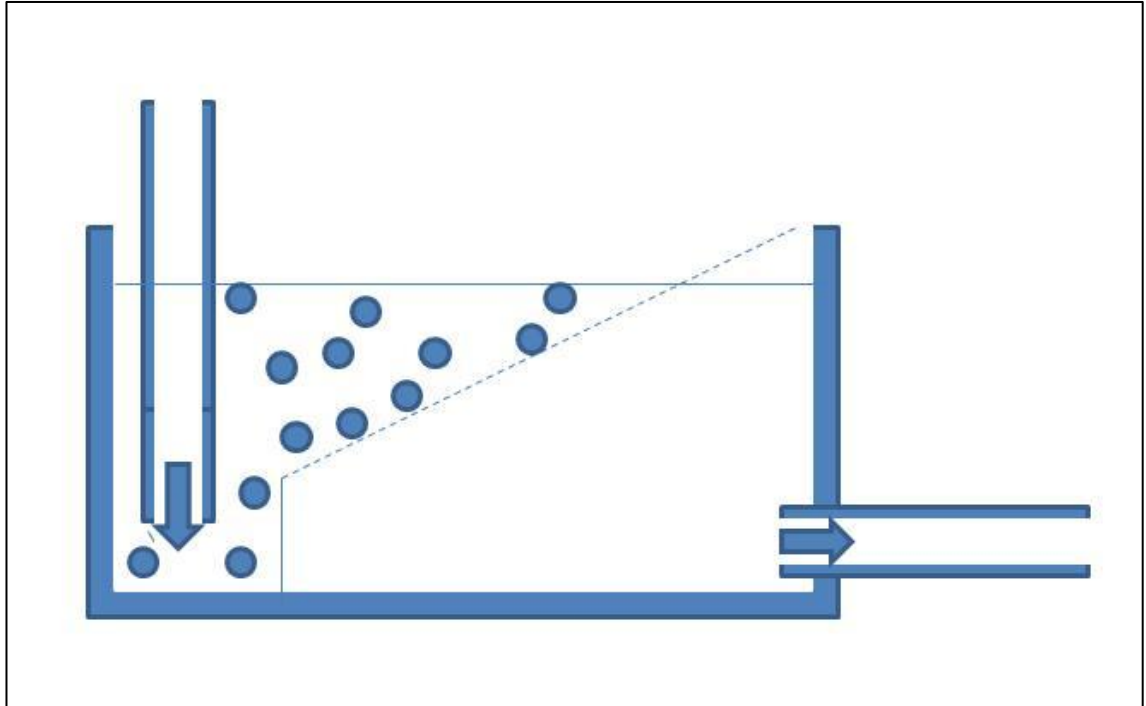
Vesijäähdytin on ilmajäähdytintä tehokkaampaa, mutta ongelmana on jäähdytysveden saanti.

Lämmittimiä tarvitaan vain, jos laite joudutaan käynnistämään kylmässä.

Lämmityksellä pyritään estämään kavitaatiovauriot. Hydraulinesteen lämmittimet ovat yleensä sähkövastuksia, jotka sijoitetaan säiliöön tai sivuvirtauspiiriin. (Mäkinen 1978, 25–28; Keinänen ym. 2005, 208–210)

2.4.4 Säiliö

Hydraulisäiliön tehtäviin kuuluu varastoida hydraulijärjestelmässä tarvittava öljy. Säiliön koko on yleensä 2-4 kertaa pumpun nimellisen tuoton verran minuutissa. Säiliön tehtävinä on lisäksi suojella öljyä ulkopuolisilta epäpuhtauksilta sekä suodattaa öljystä nestemäisiä ja kaasumaisia epäpuhtauksia, kuten kerrottiin edellä kappaleessa 3.4.2. Kaasujen suodattamista voidaan tehostaa asentamalla säiliön sisälle verkko, joka toimii keinotekoisena pintana johon kaasukuplat tarrautuvat, yhtyvät suuremmiksi kupliksi ja nousevat pintaan. Verkon toiminta on esitetty kuvassa 15.



Kuva 15. Säiliö varustettuna ilmakuplia keräävällä verkolla.

Säiliö toimii myös järjestelmän lämmönsiirtimenä. Öljyn lämpö siirtyy seinämien kautta ympäristöön. Usein pienissä hydraulijärjestelmissä erillistä jäähdytystä ei tarvita. (Mäkinen 1978, 7–10; Keinänen ym. 2005, 210–211)

2.4.5 Putket ja letkut

Hydraulinen energia, joka tuotetaan pumpulla täytyy siirtää toimilaitteille, jossa energia muutetaan taas mekaaniseksi. Virtaus kulkee venttiileiden ohjaamana toimilaitteelle ja sieltä paluulinjaa pitkin takaisin säiliöön. Virtauksen siirrossa pyritään mahdollisimman pieniin virtaushäviöihin käyttämällä mahdollisimman lyhyitä linjoja. Myös halkaisijaltaan mahdollisimman suuren putken tai letkun käyttö pienentää häviöitä.

Letkuja käytetään hydraulijärjestelmissä, silloin kun toimilaite on liikkuva. Letkun käyttöä puoltavat myös niiden joustavan rakenteen aikaansaama värähtelyn vaimennus. Paineen noustessa letku laajenee ja vaimentaa paineiskuja. Joustava rakenne aiheuttaa kuitenkin myös komponenttien epätarkkuutta ja lisäävät toimilaitteiden viivettä. Hydrauliletkut ovat ryhmitelty ISO-, DIN-, SAE- ja BS-standardeissa.

Hydrauliputkina käytetään yleensä saumattomia hiiliteräsputkia. Myös ruostumattomia ja haponkestäviä teräsputkia käytetään.

Matalapainejärjestelmissä on mahdollista käyttää muita materiaaleja, esimerkiksi kuparia, alumiinia tai muovia (Keinänen ym. 2005, 211–216).

Putkikoot on myös standardoituja, taulukossa 2 on esitetty standardin SFS 2230 mukaiset putkikoot.

Taulukko 2. Hydrauliputkikoot SFS 2230 standardin mukaan

Putken ulkohalkaisija (mm)	Nimellispaine (Mpa)				
	6,3	10	16	25	40
	Suositeltu putken seinämän paksuus (mm)				
6 ± 0,1	1	1	1	1	1,5
8 ± 0,1	1	1	1	1,5	1,5
10 ± 0,1	1	1	1	1,5	2
12 ± 0,1	1	1	1,5	2	2,5
16 ± 0,1	1,5	1,5	1,5	2	3
20 ± 0,1	1,5	1,5	2	2,5	4
25 ± 0,1	2	2	3	3	5
30 ± 0,1	2	2	3	4	6
38 ± 0,15	3	3	4	5	7
50 ± 0,2	3	3	6	6	9

3 KONETURVALLISUUS

Koneella tarkoitetaan mitä tahansa komponenttejen tai toisiinsa liitettyjen osien yhdistelmää, jossa on muulla kuin ihmis- tai eläinvoimalla voimansiirtojärjestelmä ja ainakin yksi liikkuva osa. Koneet tulee lain mukaan suunnitella sellaisiksi, että ne soveltuvat tarkoitettuun käyttöön eikä käytössä tarkoitettussa käytössä aiheuta vaaraa tapaturmalle tai haittaa terveydelle. Jos vaaroja ja haittoja ei voida riittävästi poistaa, on käytettävä riittäviä suojaustoimenpiteitä. Mahdollisista vaaroista ja haitoista on myös varoitettava tehokkaasti. Jos koneeseen tehdään olennaisia turvallisuuden vaikuttavia muutoksia, käsitellään sitä uutena koneena, koskien esimerkiksi muutoksia

laitteen käyttövoiman lähteeseen (Koneturvallisuus Säädökset ja soveltaminen 2007,6–8)

3.1 Koneilta vaadittava dokumentaatio

Jokaisen koneen mukana on toimitettava ohjeet, joiden sisältö on määritelty valtioneuvoston asetuksessa koneiden turvallisuudesta, eli niin kutsutussa konepäätöksessä. Ohjeen tulee muun muassa sisältää kuinka laitetta käytetään turvallisesti ja tarvittaessa mahdolliset kielletyt käyttötavat. Suomessa ohjeet on laadittava suomeksi ja ruotsiksi.

Koneen valmistajan on myös laadittava laitteesta tekninen rakennetiedosto, jonka avulla pystytään osoittamaan se, että kone vaatimustenmukainen.

Teknisen rakennetiedoston tulee sisältää muunmuassa seuraavat tiedot:

- yleispiirustus ja ohjauspiirikaavio
- yksityiskohtaiset piirustukset ja turvallisuuden kannalta oleelliset laskelmat ja testaustulokset
- menetelmät koneen aiheuttamien vaarojen estämiseksi sekä luettelo käytetyistä standardeista
- tarvittaessa pätevän laitoksen antama raportti tai sertifikaatti
- koneen ohjekirja.

Valmistajan tai valmistajan valtuutaman edustajan on laadittava koneesta myös vaatimustenmukaisuusvakuutus. Tässä dokumentissa valmistaja tai tämän edustaja allekirjoituksellaan vakuuttaa, että kone täyttää vaadittavat turvallisuusvaatimukset. Vaatimustenmukaisuusvakuutuksen sisältö on kerrottu konepäätöksen liitteessä. Näistä tärkeimpinä luettelo määräyksistä jotka kone täyttää ja koneen kuvaus.

Vaatimustenmukaisuusvakuutuksen laatimisen jälkeen voidaan koneeseen kiinnittää CE-merkintä, jolla valmistaja osoittaa, että kone täyttää vaaditut turvallisuusvaatimukset. Vain CE-merkinnällä varustettu kone voidaan ottaa käyttöön (Koneturvallisuus Säädökset ja soveltaminen 2007,10–13).

3.2 Tarkastukset

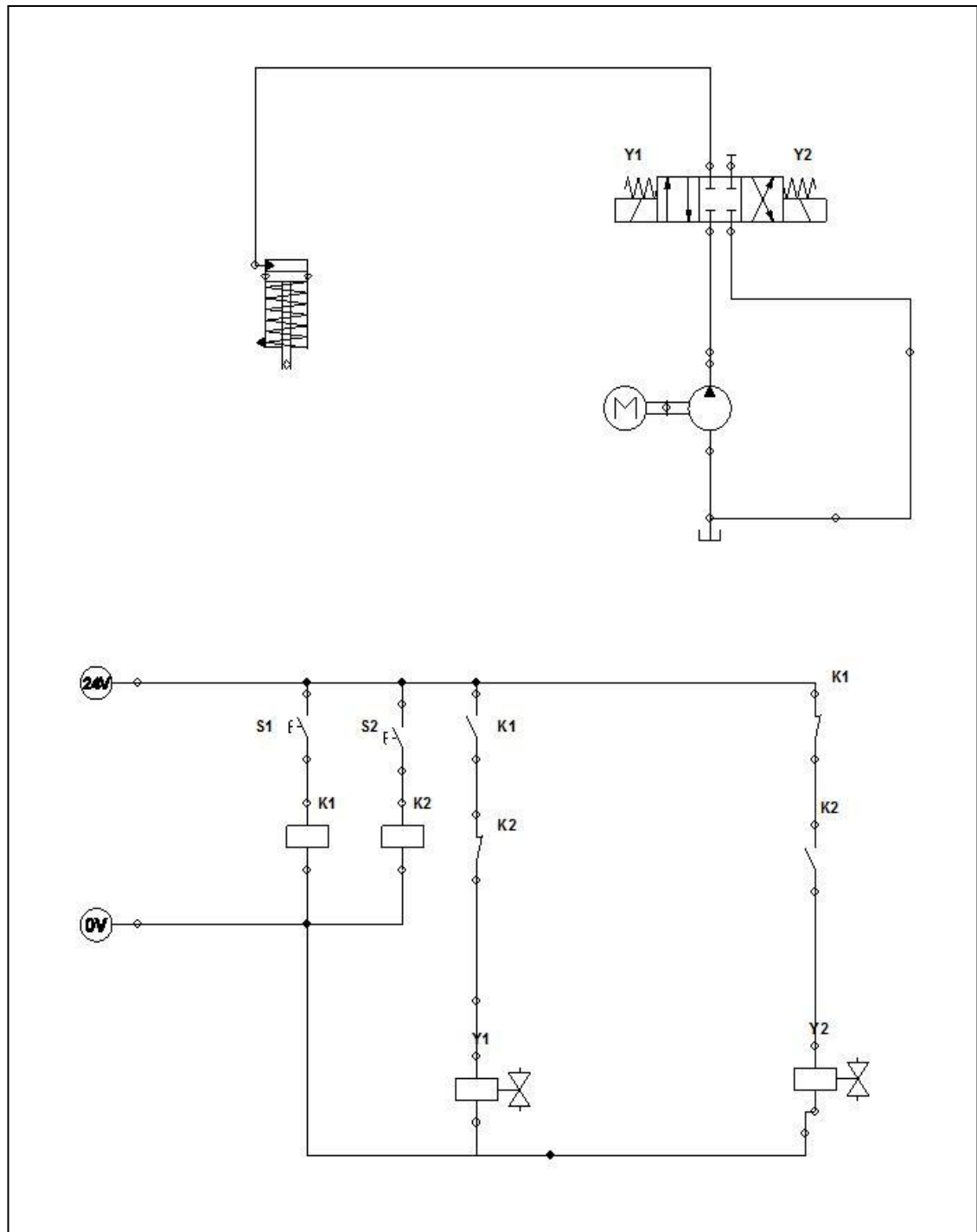
Joillekin määrätyille koneille tulee tehdä EY-tyyppitarkastus. Tyyppitarkastuksia Suomessa tekevät esimerkiksi Inspecta Tarkastus OY ja VTT. Konepääätöksen liitteessä 4 on luettelo koneista, joille tämä tarkastus vaaditaan ennen käyttöönottoa. Esimerkkeinä autonostimet ja kylmänä tapahtuvaan metallintyöstöön tarkoitetut puristimet ja särmäyspuristimet, joissa aines syötetään tai poistetaan käsin joiden liikkuvien osien nopeus saattaa ylittää 6mm/s.

Tyyppitarkastus on pakollinen, jos konetta ei ole valmistettu täysin yhdenmukaistettujen standardien mukaisesti. Yhdenmukaistettujen standardien mukaisesti valmistetuille koneille riittää teknisen tiedoston toimittaminen tarkastuksia tekeväille laitokselle (Koneturvallisuus Säädökset ja soveltaminen 2007,13, 41).

4 LAITTEISTON SUUNNITTELU

Modernisoinnilla tavoitellaan prässillä tehtävän työn helpottamista, etenkin tapauksissa jolloin tarvitsee prässäämällä taivutella jopa kymmeniä lattarautoja tarvittavaan muotoon. Lähtökohtana oli suunnitella yksinkertainen sähkömoottorilta energiansa saava hydraulijärjestelmä, mitoittaa ja valita komponentit, sekä suunnitella tälle sähköinen ohjauspiiri.

Hydraulijärjestelmään valittiin suuntaventtiiliksi yleisesti käytetty 4/3 suuntaventtiili, joka mahdollistaa sylinterin plus- ja miinusliikkeen erillisellä ohjauspiiriltä tulevalla käskyllä, sekä sylinterin lukitsemisen paikoilleen. Venttiili on jousikeskitteinen ja siirtyy asennosta toiseen magneettikeloilla. Hydrauliikkajärjestelmän ohjauspiiriksi tehtiin releohjattu 24 voltin piiri. Kuvassa 16 on esitetty alustava hydrauliikka- ja ohjauspiiri kaavio.



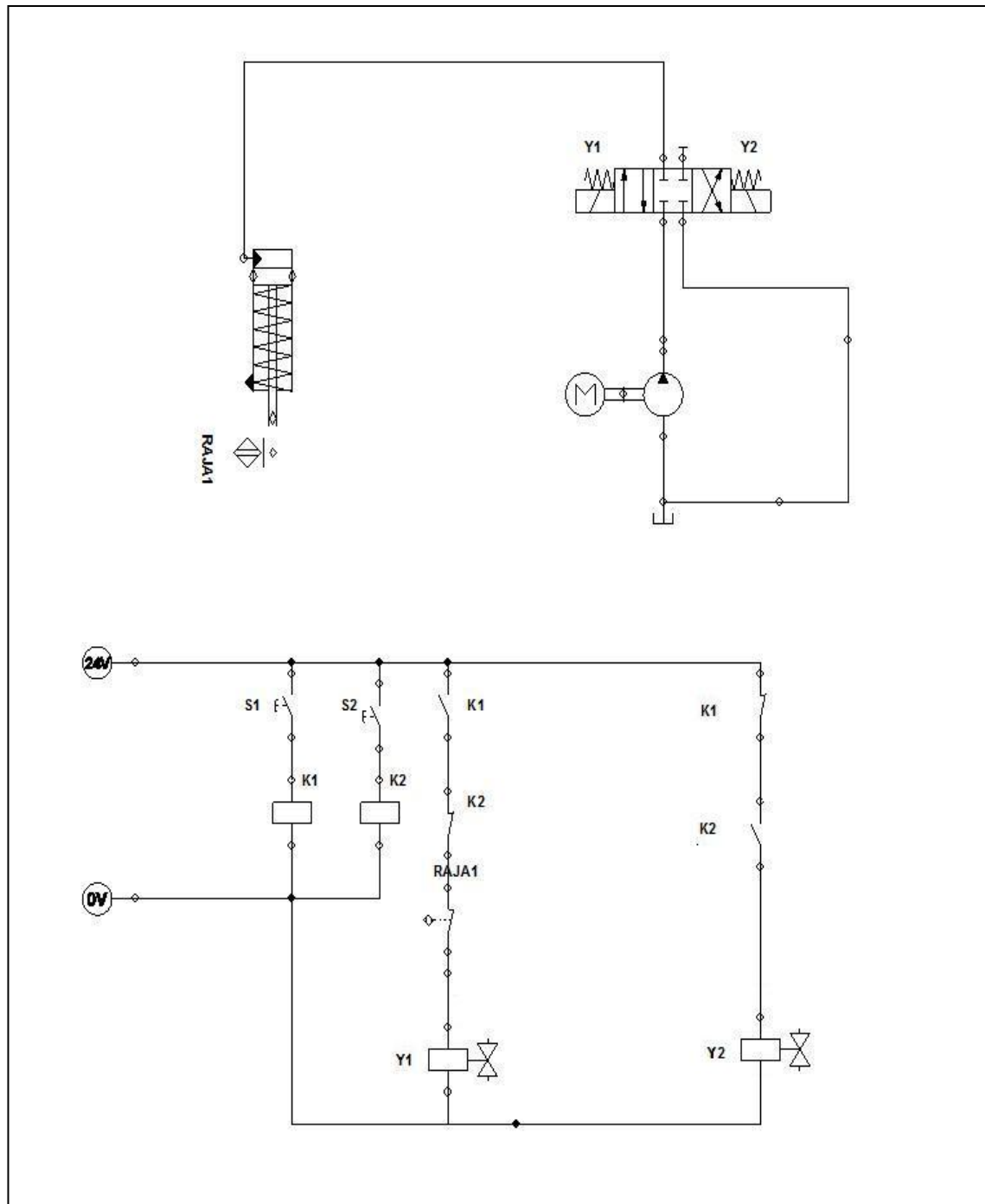
Kuva 16. Alustava hydrauli- ja ohjauskaavio.

Selkeyden vuoksi hydrauliikkakaaviosta on tarkoituksella jätetty piirtämättä paineensäätöventtiili, suodattimet ja muut toiminnan selittämiseksi tarpeettomat komponentit.

Kuvan 16 kytkennässä painiketta S1 painettaessa rele K1 vetää ja releen koskettimet sulkeutuvat. Tällöin magneettikela Y1 vetää ja venttiilin asento

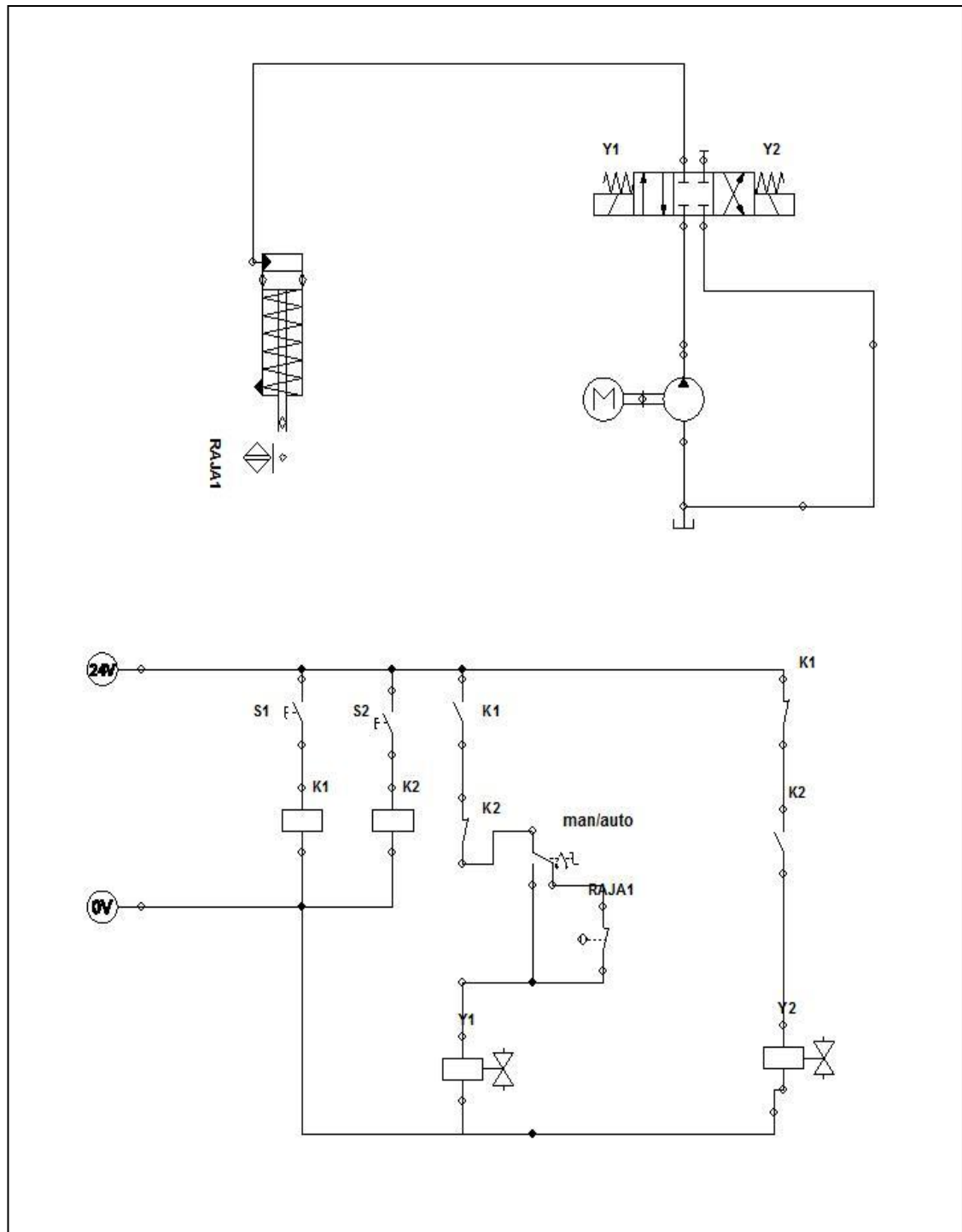
muuttu siten, että pumpulta pääsee paine sylinterille ja sylinteri tekee plusliikkeen. Päästettäessä painike S1 ylös piirin rele K1 menettää jännitteensä ja jousikeskitteinen suuntaventtiili palaa keskiasentoonsa. Virtauksen ollessa estettynä sylinteri pysyy paikoillaan. Painikkeella S2 rele K2 vetää sulkien tämän koskettimet ja magneettikela Y2 vetää. Suuntaventtiili menee toiseen asentoonsa ja vapauttaa paineen sylinteristä. Sylinteri tekee miinusliikkeen jousivoimalla.

Koska laitteessa on nyt sähköinen ohjaus, ei kannata jättää laitetta aivan näin yksinkertaiseksi. Yksi paikoitusraja lisäämällä saadaan laite toistamaan haluttu iskunpituus täsmällisesti. Kuvassa 17 on lisätty rajakytkin, joka tunnistaa sylinterin aseman. Jos tämä asennetaan laitteeseen säädettävälle korkeudelle on helppo tuottaa samaan kulmaan taivutettuja kappaleita.



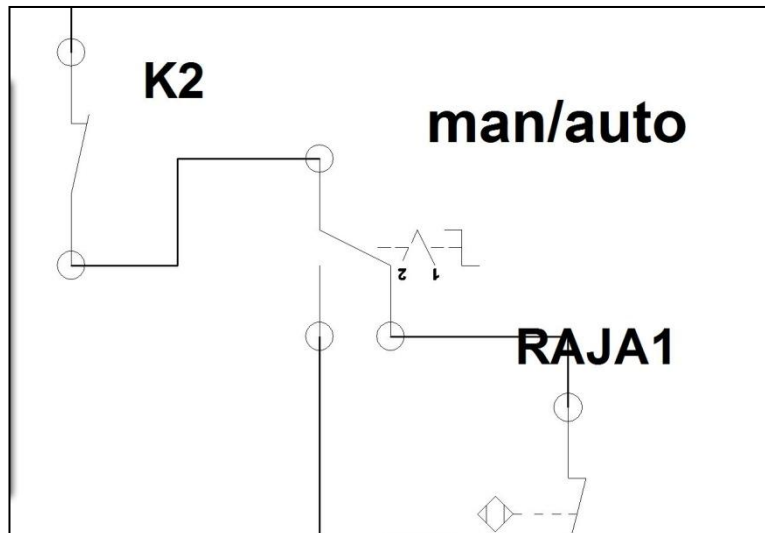
Kuva 17. Hydraul- ja ohjauskaavio rajakytkimellä.

Laite toimii samoin kuin edellä, mutta nyt sylinterin saavuttaessa tunnistusrajan (RAJA1) aukeaa ohjauspiirin RAJA1 kytkin estäen sylinterin plusliikkeen. Välillä kuitenkin saatetaan tarvita täyttä sylinterinliikettä, joten rajakytkimen tulee olla kytkettävissä pois. Kuvassa 18 on ohjaukaavioon lisätty valintakytkin (man/auto), jonka asennossa 1 laite toimii kuin kuvassa 16 ja asennossa 2 kuin kuvassa 17.



Kuva 18. Hydraulii- ja ohjauskaavio valinnaisella rajakytkimellä.

Kuvassa 19 on esitetty suurennos valintakytkimen asennoista, jotta asennot 1 ja 2 näkyvät.



Kuva 19. Valintakytkimen suurennos.

Olisi mahdollista lisätä useampia rajoja ja toimintoja, esimerkiksi työalustan nosto ja lasku tapahtuvat nykyisin vinssillä. Tämä olisi houkuttelevaa toteuttaa hydraulisesti. Kuitenkin tässä työssä pyritään pitämään laite yksinkertaisena ja edullisena, joten tyydytään kuvassa 18 esitettyyn toteutukseen.

4.1 Kaavat ja laskenta

Muokattavaksi valitun hydrauliprässin voimaksi F valittiin 300 kN, joka on vähintäänkin riittävä koneella tehtäviin töihin. Muut prässin sylinteristä saatavilla olevat tiedot.

-Männänhalkaisija $d_1=2 \cdot r=200$ mm

-Iskunpituus $l=200$ mm

-Männänvarren halkaisija $d_2=80$ mm

Yleisesti voidaan sanoa, että sylinterien hyötysuhde η on noin 0,9.

Lähtöarvojen perusteella voidaan laskea järjestelmään vaadittava painetaso.

Sylinterin männä pinta-ala A voidaan laskea kaavalla 1,

$$A = \pi r^2 \quad (1)$$

Tarvittava paine p , jolla saavutetaan 300 kN voima voidaan laskea kaavalla 2.

$$p \cdot \eta = \frac{F}{A} \quad (2)$$

Sijoittamalla saadaan:

$$10,61 \text{ MPa} = \frac{\frac{300 \text{ Kn}}{\pi \cdot 100 \text{ mm}^2}}{0,9}$$

Prässin leukojen ollessa suojaamattomia, halutaan sylinterin liikkeen olevan hidas. Sopivaksi sylinterin nopeudeksi v valitaan 0,013 m/s, jolloin 200 mm pituiseen sylinterin liikkeeseen kuluu noin 15 sekuntia.

Näillä tiedoilla voidaan laskea tilavuusvirran Q tarve kaavasta 3.

$$Q = v \cdot A \quad (3)$$

sijoittamalla saadaan:

$$0,42 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 0,0133 \text{ m/s} \cdot \pi \cdot 100 \text{ mm}^2$$

joka vastaa litroina 25,1 l/min.

Tarvittavan pumpun valitsemiseksi valitaan pumppua pyörittävän sähkömoottorin nopeudeksi n 3000 rpm, jonka avulla voidaan laskea tarvittava pumpun kierrostilavuus Q_r kaavalla 4.

$$Q_r = \frac{Q}{n} \quad (4)$$

Sijoittamalla saadaan:

$$8,4 \text{ cm}^3/\text{r} = \frac{420 \text{ cm}^3/\text{s}}{50 \text{ r/s}}$$

Pumpun ja moottorin kokonaishyötysuhteeksi arvioidaan 0,8. Tunnettaessa pumpun tilavuusvirta, painetaso ja hyötysuhde voidaan kaavalla 5 laskea käyttömoottorilta vaadittava teho P_m .

$$P_m = \frac{Q_{p,p}}{\eta_p} \quad (5)$$

Sijoittamalla saadaan:

$$5570,25 \text{ W} = \frac{420 \text{ cm}^3/\text{s} \cdot 10,61 \text{ MPa}}{0,8}$$

Hydrauliputket voidaan valita laitteeseen, kun tiedetään järjestelmän paine ja tilavuusvirta. Taulukossa 3 on esitetty suositellut virtausnopeudet putkille.

Taulukko 3. Suositellut nesteen virtausnopeudet hydrauliputkissa ja –letkuissa (Keinänen 2005, 217)

	yläraja (m/s)	suositus (m/s)
Imujohdot	1,0-1,5	0,5-1,0
Painejohdot	6,0	4,0-5,0
paluujohdot	3,0-4,0	2,0-3,0

Valitaan taulukon 3 mukaiset virtausnopeudet:

- Imuputki v_i 1,0 m/s
- Paineputket v_p 4,0 m/s
- paluuputket v_r 2,0 m/s

Tarvittava halkaisija voidaan laskea kaavalla 6.

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q_p}{\pi \cdot v}} \quad (6)$$

Sijoittamalla saadaan imuputken d_i halkaisijaksi:

$$23,1 \text{ mm} = 2 \cdot \sqrt{\frac{420 \text{ cm}^3/\text{s}}{\pi \cdot 1 \text{ m/s}}}$$

Paineputken halkaisijaksi d_p tulee 11,6 mm ja paluuputken halkaisijaksi d_r tulee 16,4 mm. Todelliset putkikoot valitaan standardin SFS 2230 mukaisista ko'oista (esitetty taulukossa 3). $d_i=30 \times 3$, $d_p=16 \times 1,5$ ja $d_r=25 \times 3$, jolloin putkien sisähalkaisijat ovat vastaavasti 26 mm, 13 mm ja 19 mm

Todelliset virtausnopeudet näillä putkilla voidaan laskea kaavalla 7.

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \quad (7)$$

Sijoittamalla kaavaan saadaan imuputken todelliseksi virtausnopeudeksi,

$$0,79 \text{ m/s} = \frac{4 \cdot 420 \text{ cm}^3/\text{s}}{\pi \cdot (26 \text{ mm})^2}$$

paineputken 3,16 m/s ja paluuputken 1,48 m/s.

4.2 Komponenttien valinta

Laskemalla on nyt selvitetty hydraulijärjestelmän vaatimien komponenttien vaatimukset ja voidaan valita komponenttien toimittajien luetteloista tarvittavat osat.

Hydraulikomponentit valitaan PR-hydrauliikka oy:n kattavasta luettelosta. Valitut komponentit tärkeimpine teknisine tietoineen ja hintoineen on esitetty taulukossa 4.

Taulukko 4. hydraulikomponenttien hinnat

	tyyppi	hinta (e)	suurin paine (bar)	suurin virtaus (l/min)
3/4 sähköhjattu suuntaventtiili	AH-RPE3-063Z11	132	320	80
paineenrajoitus venttiili	OW- VMDR40380C	39,5	300	40
virransäätöventtiili	FT270/5-12	235	210	50
letkurikkoventtiili	OW-VUBA120	7	350	80
vastaventtiili	OW-VUR120SP1	15	400	50
asennuslaatta	AH-DP3-06-32-8	56	320	-
suodattimet				
paluu	UFI 10 µm	45		
huohotin	Hydroscand 3 µm	20		
säiliö	40 l, sis mittalasin	315		
			paine nimellinen	kierros tilavuus (cm3)
pumppu	LZP2-11,3-3333C	210	250	280
	Q- 63/160	22,5		11,3
painemittari				
sekalaiset		100		
	yhteensä	1197		

Suodattimet on valittu komponenttien maahantuojan mukaan muille komponenteille riittäväksi. Taulukon 4 kohta sekalaiset tarkoittaa muun muassa laitteen kokoamiseen tarvittavia liittimia, muhveja, muutosnippoja ja tiivisteitä, lisäksi tarvittavat putket ja putkien kiinnikkeet kuuluvat tähän. Sekalaisten tarvikkeiden hinta on arvioitu.

Pumpun moottoriksi valittiin VEM motors oy:n tuoteluettelosta VEM IE1-K21R 132 SX 3-vaiheoikosulkumoottorit teholtaan 7,5 kW. Moottori on hinnaltaan 1270 e.

Sähköiset komponentit valittiin ELFA:n sähköisestä tuote luettelosta. Valitut komponentit hintoineen on esitetty taulukossa 5.

Taulukko 5. Sähköisten komponenttien hinnat.

Releet	tyyppi	hinta
3 vaihtavaa	Omron MKS3PI-5DC24	14,3
2 sulkevaa	Panasonic HE2AN-DC24	22,1
Tasavirtalähde	Block GLS230/24-0.5	105
Kotelointi	Deltron 455-0100	33,7
sekalaiset		70
yhteensä		245,1

Taulukon 5 kohta sekalaiset tarkoittaa muunmuassa kytkentöihin tarvittavia johtoja, painonappeja ja -kytkimiä pohjineen, kotelon asennuskiskoja sekä näiden kiinnikkeitä. Sekalaisten tarvikkeiden hinta on arvioitu.

Valtioneuvoston asetuksen koneiden turvallisuudesta 1314/1994 mukaan puristimien ja leikkureiden liikkuvat osat täytyy suojata mahdollisuuksien mukaan kiinteillä suojuksilla tai avattavalla suojuksella, joka avattuna estää laitteen toiminnan ja estää alttiina olevien henkilöiden liikkuviin osiin koskettamisen. Tämän takia on laitteistoon valittu Finnsafety oy:n valmistama puristinsuoja. Suojan malli on esitetty kuvassa 20.



Kuva 20. Puristinsuoja (finnsafety.com)

Kuvasta poiketen, valittu suoja on toiminnaltaan kevennetty. Finnsafety oy:n myyntipäällikkö Jukka Kärkkäisen kanssa käydyn puhelinkeskustelun perusteella suojauksen hinnaksi tulisi noin 1500 euroa.

Kustannuksia aiheutuu myös kokoonpano työstä, joka on arviolta 70 tuntia. Työtunnin hinnaksi arvioidaan 25 euroa.

Laitteiston komponenttien ja työn yhteiskustannukset on esitetty taulukossa 6.

Taulukko 6. Laitteiston kokonaishinta

	hinta (e)
Hydraulikomponentit	1197
Sähkökomponentit	245,1
moottori	1270
turvalaite	1500
työ	1750
yhteensä	5962,1

4.3 Vertailu vastaaviin laitteisiin

Itse suunniteltua, komponenteista koottua prässää verrattiin kahteen markkinoilla olevaan samankaltaiseen hydrauliprässäiin. Ominaisuuksiltaan täysin samanlaista verrokkia ei löytynyt, mutta molemmat valitut koneet toimisivat halutussa käytössä riittävän hyvin. Valitut verrokkit ovat Uranus-tuonti oy:n maahantuoma Nova HP 50 (kuva 21) hinnaltaan 4250 euroa ja MKH Press oy:n valmistama MPD 40 (kuva 22) hinnaltaan 4455 euroa.



Kuva 21. Nova HP 50 puristin (koneita.com, puristimet)



Kuva 22. MPD puristin (MKH-press.fi, puristimet)

Molemmat valitut vertailukohteet ovat käsiohjatulla venttiilillä varustettuja prässeja, joten itse suunnitellun laitteen etunä verrokkeihinsa nähden on

helposti toteutettava automaattinen sylinterin liikkeen pysäytys. Samoin vanhan modernisoidun prässin etuna on muuntuvampi työskentelytaso.

Puristusvoimaltaan Nova 50 ja MPD 40 ovat nimiensä mukaisesti 500 kN ja 400 kN. Hinnaltaan ja puristusvoimaltaan verrokit ovat hieman parempia itserakennettuun puristimeen verrattuna, tosin näitä eroja tasoittaa se, että molemmista vertailukohteista puuttuu suojavisiiri. Asentamalla suojain näihinkin koneisiin on hankintahinnan erotus jo erittäin pieni.

Voidaan siis sanoa, että itse toteutettuna prässiltä saadaan juuri halutut ominaisuudet verrattain pieneen lisähintaan. Kuitenkin valtioneuvoston päätöksessä koneiden turvallisuudesta, eli niin kutsutun konepäättöksen vaatimukset tekevät itse tehtävästä modernisoinnista kannattamattoman. Jo pelkästään vaadittavien dokumenttien laatimiseen kuluisi jopa satoja työtunteja. Tämän takia on kannattavampaa ostaa uusi laite.

5 YHTEENVETO

Opinnäytetyön tavoitteena oli selvittää onko vanhan hydrauliprässin modernisointi taloudellisesti järkevää verrattuna uuden hankintaan.

Työssä tutustuttiin hydraulikkajärjestelmissä käytettäviin komponentteihin ja niiden toimintaan. Työssä tutustuttiin myös koneturvallisuus säädöksiin ja niiden soveltamiseen uusia koneita suunnitellessa tai vanhoja laitteita merkittävästi muokatessa.

Hydrauliprässin modernisointi suunniteltiin sellaiseksi, että koneella työskentely olisi vaivattomampaa. Myös laitteen hinta pyrittiin pitämään edullisena. Laitteesta piirrettiin hydraulii- ja ohjauskaaviot. Laskennallisesti selvitettiin vaadittavat hydraulikomponentit.

Hydrauli- ja sähkökomponenttien valmistajien ja maahantuojien luetteloista valittiin laitteiston tarvitsemat osat ja tehtiin kokoonpanolle hinta-arvio. Uudistettua laitetta vertailtiin kahteen lähes vastaavanlaiseen markkinoilla olevaan puristimeen.

Käytännössä koneen modernisoinnissa tulee vastaan yksi suuri ongelma. Varsinainen koneen suunnittelu ohjauspiireineen, sekä laitteen kokoonpano on melko yksinkertaisia tehdä. Laitteesta tulee näin tehden jopa markkinoilla olevia vastaavia laitteita turvallisempi ja käytettävyydeltään parempi. Kuitenkin koneturvallisuus säädöksissä edellytetään niin laajaa dokumentaatiota ja laitteen testausta, että yksistään niistä tuleva työmäärä tekee projektin kannattamattomaksi.

Lisäksi järjestelmän painehäviöt on mahdoton selvittää suunnittelun tässä vaiheessa. Painehäviöiden arviointiin on erilaisia käyrästöjä ja tietokoneohjelmia, mutta koko laitteiston painehäviöisen arvioimiseen tarvitsisi tietää putkistojen tarkka pituus sekä muoto. Komponentit on valittu niin, että painehäviöt ei kuitenkaan muodostu ongelmaksi kapasiteetin riittäessä hyvin kompensoimaan häviöt.

Opinnäytetyölle asetetut tavoitteet saavutettiin hyvin.

LÄHTEET

Elfa Distrelec 2011. Yrityksen Internet-sivut. Luettu 3.12.2011 ja 8.12.2011
www.elfaelektroniikka.fi

Emmegi 2011 tuote-esite. Luettu 15.11.2011
www.emmegiinc.com

Finnsafety Oy 2011. Yrityksen Internet-sivut. Luettu 8.12.2011
www.finnsafety.com

Keinänen T. & Kärkkäinen P. 2005 Automaatio järjestelmien hydraulikka ja pneumatiikka 1. painos. Helsinki WSOY

KKH Press Oy 2011. Yrityksen Internet-sivut. Luettu 1.12.2011
www.mkh-press.fi

Koneturvallisuus Sädökset ja soveltaminen 2007 Työsuojeluhallinto,
Tampere Multiprint oy

Kärkkäinen J. Finnsafety Oy Puhelinkeskustelu 8.12.2011

Mäkinen R. 1978 Hydraulikka 2. Helsinki Otava

Nurmi P. PR-hydraulikka Oy. Sähköpostikeskustelu 7-9.12.2011

PR-Hydraulikka Oy 2011. Hinnasto Luettu 6.12.2011 ja 8.12.2011
www.pr-hydraulikka.fi/luettelo/

Uranus-Tuonti Oy 2011. Yrityksen Internet-sivut. Luettu 1.12.2011
www.koneita.com

Valtioneuvoston asetukset koneiden turvallisuudesta 1314/1994

VEM motors Finland 2011. hinnasto. Luettu 6.12.2011
www.vem.fi

wiki.metropolia 2011. Hydraulikkapumput. Luettu 1.12.2011
<http://wiki.metropolia.fi>

LIITTEET

Liite 1: Hydraulikan ja pneumatiikan piirrosmerkit

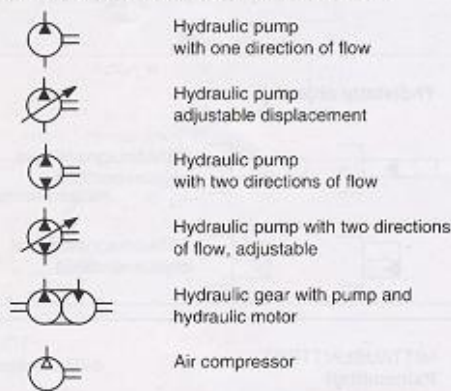
Graphical Symbols for Pneumatic and Hydraulic Devices, Power Supplies and Drives

This compilation of graphical symbols is in accordance with DIN ISO 1219.

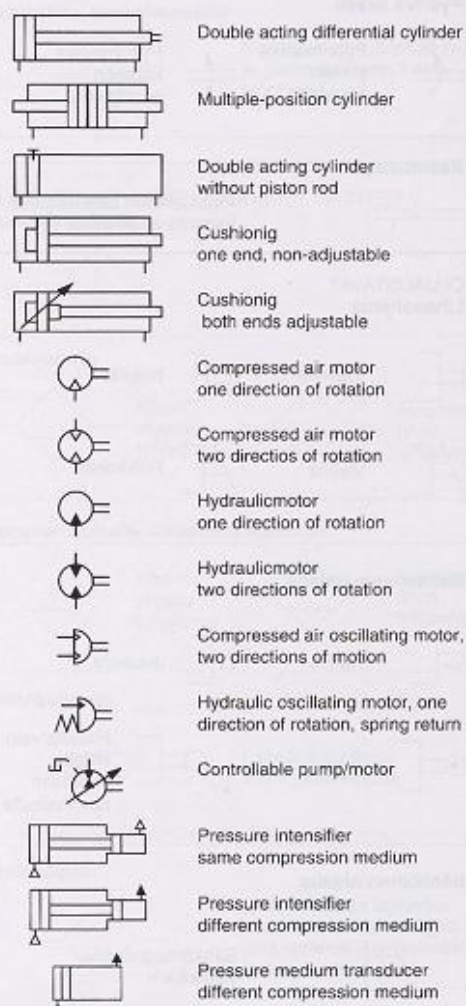
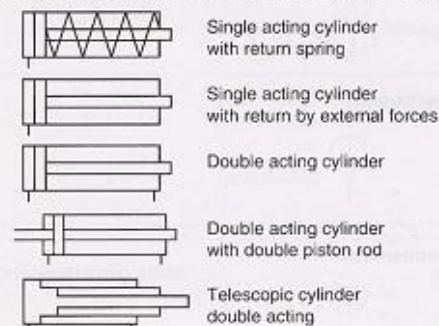
Devices which are not included in the standard are represented by the usual commercial symbols, the port designations corresponding to international guidelines.

Port designations	Letters	Figures
Delivery lines	A, B, C ...	2, 4, 6 ...
Pressure supply, power supply	P	1
Exhausts, return pipes	R, S, T ...	3, 5, 7 ...
Leakage port	L	
Pilot ports	X, Y, Z ...	10, 12, 14 ...

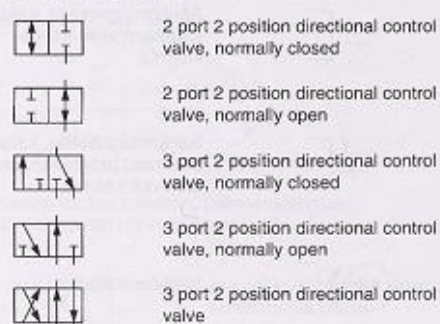
Graphical Symbols for Pumps and Compressors



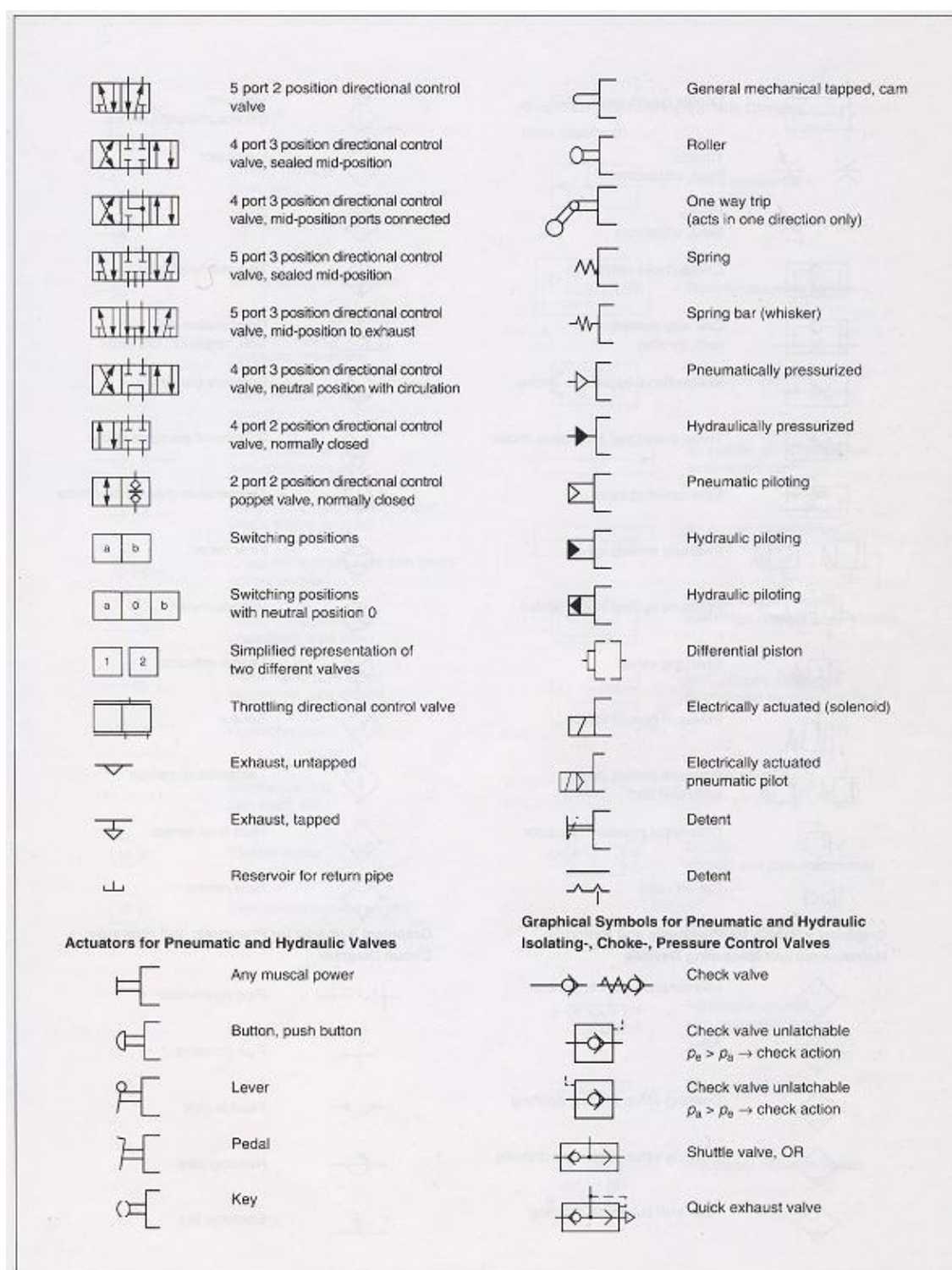
Graphical Symbols for Pneumatic and Hydraulic Drives



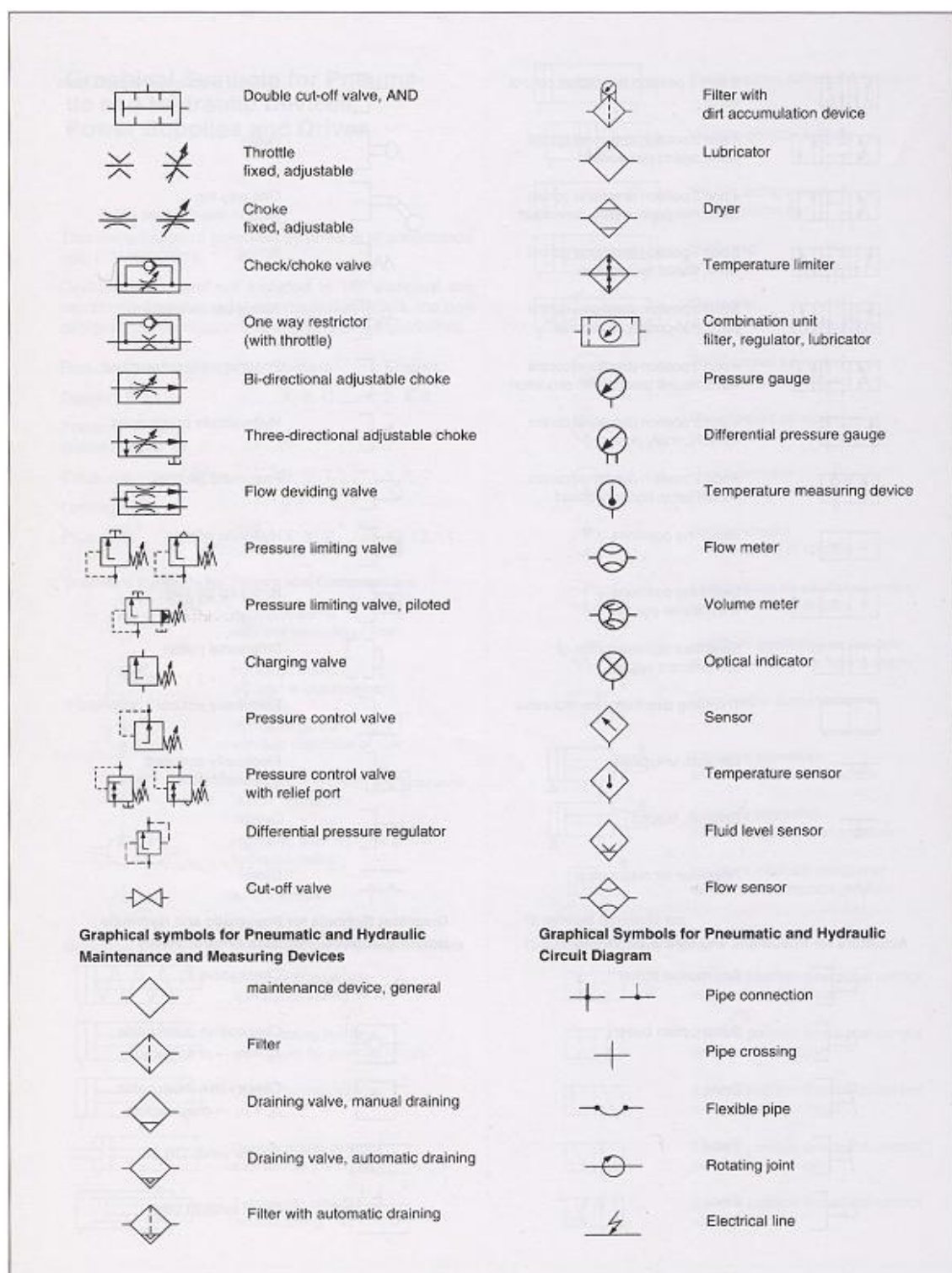
Graphical Symbols for Directional Control Valves



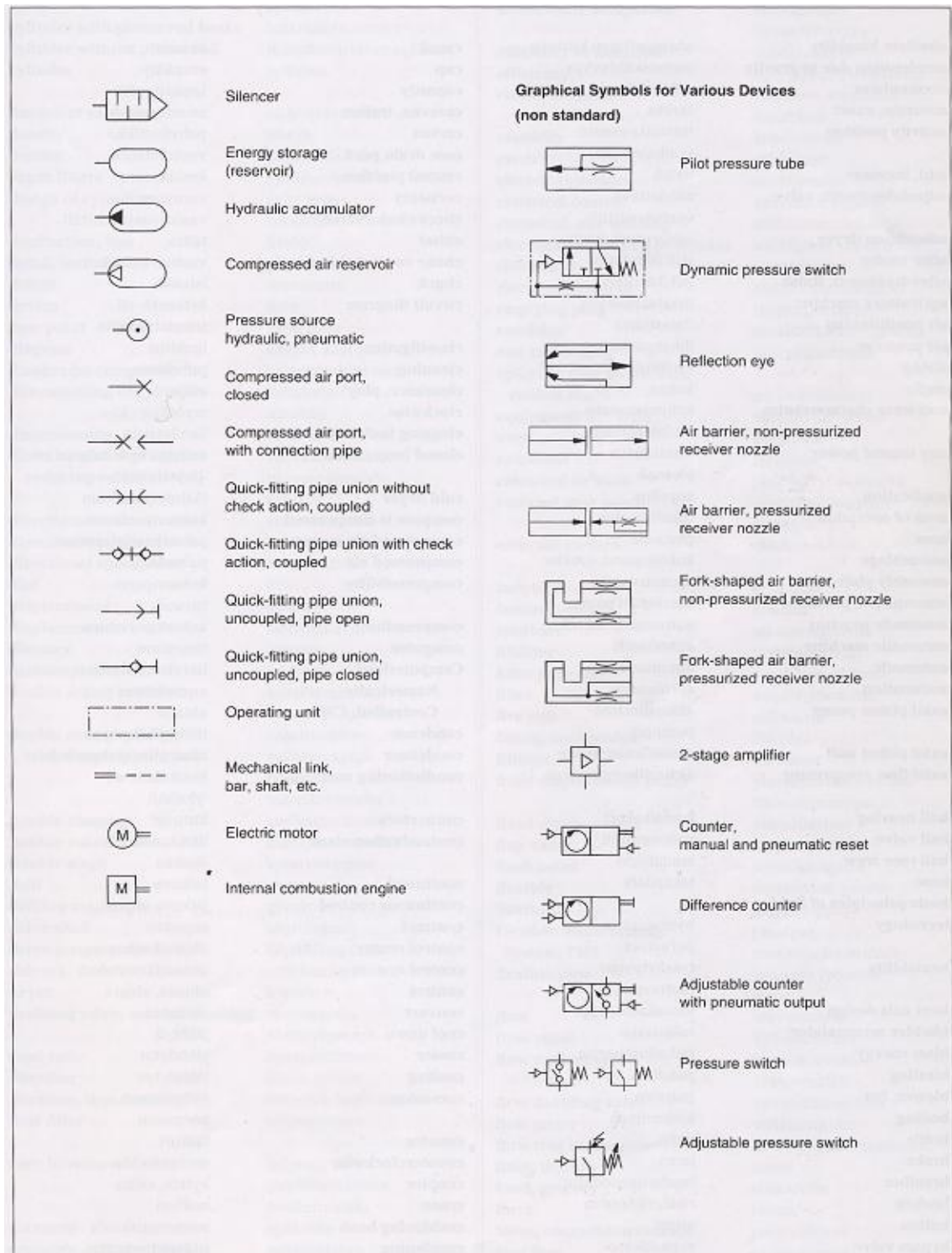
Kuva 23. Hydrauliiikan ja pneumatiikan piirrosmerkkejä (Keinänen ym. 2005, 324)



Kuva 23. Hydraulikan ja pneumatiikan piirrosmerkkejä (Keinänen ym. 2005, 325)



Kuva 23. Hydrauliiikan ja pnumatiiikan piirrosmerkkejä (Keinänen ym. 2005, 326)



Kuva 23. Hydraulikan ja pneumatiikan piirrosmerkkejä (Keinänen ym. 2005, 324)